

УДК 621.22; 621.65

Алексенко О.В. , Неня В.Г. , Смертяк С.Ю.

### **МАКРОМОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СЕТИ, ОСНАЩЕННОЙ НАСОСНЫМИ АГРЕГАТАМИ С ПРИВОДНЫМИ И РЕКУПЕРАТИВНЫМИ ГИДРОТУРБИНАМИ**

В представленной работе рассматриваются вопросы утилизации избыточной гидравлической энергии благодаря использованию приводных и рекуперативных гидротурбин. Проводится анализ возможных схем использования турбинного привода с использованием методики макро моделирования для оценки энергетической эффективности сети. Рис. 8., ист. 6.

#### **Введение**

На сегодня гидравлические сети обслуживают все отрасли производства, сельского хозяйства, а также жилищно-коммунальную сферу. Энергетическая эффективность сетей влияет на себестоимость производимой продукции и предоставляемых услуг. В гидравлических сетях различных технологических систем, в том числе систем производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ и ТЭС имеются элементы с избыточной гидравлической энергией. Для повышения энергетической эффективности таких сетей необходимо использовать эту энергию. С этой точки зрения интересны созданные в СумГУ и ВНИИАЭН [1,2] насосные агрегаты с приводными и рекуперативными гидротурбинами. Также для рационального использования имеющихся энергорезервов требуется решать задачу согласования характеристик как технологической системы, так и дополнительно вводимой подсистемы переработки избыточной энергии.

Гидродинамические насосы обладают свойством подстраиваться под характеристику сети. А это означает, что параметры рабочей точки насоса изменяются, и она может уходить из зоны оптимальных режимов. Наличие гидротурбинного привода, изменяющего частоту вращения, позволяет устранить этот недостаток путем добавления дополнительного фактора – воздействия на частоту вращения ротора насоса. Таким образом, насос с приводной гидротурбиной является особым элементом гидравлической сети по сравнению с традиционными насосами. Согласование его характеристики с характеристикой сети представляет собой сложную задачу, требующую для своего решения применения методов математического моделирования.

#### **Постановка задачи**

Нам представляется целесообразным для решения указанной выше проблемы повышения энергоэффективности технологических систем использовать возможности переработки избыточной гидравлической энергии в технологических процессах ТЭЦ и ТЭС.

Исходя из этих соображений, в данной работе была поставлена задача исследования возможности использования приводных и рекуперативных гидротурбин для утилизации избыточной энергии технологических процессов и привода имеющихся в системах ТЭЦ и ТЭС насосных установок.

Для решения поставленной задачи необходимо провести анализ возможных схем привода насосов гидротурбинами и выбрать те, которые дадут наибольшую экономию энергии с учетом требований технологических процессов.

Для подбора оптимального с точки зрения энергоэффективности состава гидравлической сети с приводными и рекуперативными турбинами для утилизации избыточ-

ной гидравлической энергии необходимо разработать удобное средство моделирования гидродинамических процессов перекачивания жидкости в таких сложных сетях.

### Анализ возможных схем гидравлических сетей с гидротурбинами в качестве привода

Свойство саморегулирования насосных агрегатов с гидротурбинным приводом позволяет использовать их в промышленных системах со сложными условиями эксплуатации, в том числе в гидравлических сетях, требующих регулирования, к которым относятся сети жилищно-коммунального хозяйства.

В лаборатории кафедры прикладной гидроаэромеханики СумГУ накоплен определенный опыт в создании автономных гидродинамических насосных установок (АГДНУ) для нефтедобывающей промышленности [1].

Этот опыт показывает, что использование собственно гидротурбинного привода еще не решает всех проблем. Важное значение имеет схема объединения питающего насоса (источника избыточной гидравлической энергии), приводной гидротурбины (ПГТ) и насоса, потребляющего энергию с вала ПГТ. Исследование возможных схем указанных установок показало наличие следующих конструктивных схем насосных установок с приводными турбинами (рис.1-5). На рисунках приведены такие обозначения: 1 – питающий насос, 2 – насосная установка с ПГТ, 3- резервуар.

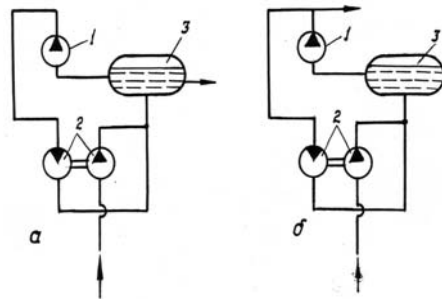


Рис.1. Схема АГДНУ со смешением потоков на выходе насосной части

На рис. 2 представлены схемы АГДНУ, в которых происходит разделение потоков на входе в турбину. Схема на рис. 2 а удобна для создания мобильных насосных установок. На рис. 2 б представлена схема, которая позволяет подавать потребителю два различных по параметрам потока: один – после турбины, второй – после питающего насоса.

Схема со смешением потоков на входе в насосную часть (рис. 3) может быть использована для перекачивания высоковязких жидкостей, которые предварительно можно разбавить или смешать с питающей жидкостью. После перекачивания смесь может разделяться на первоначальные составляющие.

В схеме, представленной на рис. 4, потоки питающей и рабочей жидкости не смешиваются.

Схемы, представленные на рис. 1 объединены тем, что смешение потоков осуществляется на выходе из насосной части. Гидравлическая энергия от питающего насоса подается на приводную турбину и преобразуется в механическую энергию вращающегося вала. Выходящая из турбины жидкость смешивается с потоком от насоса и подается в резервуар 3 и к потребителю. В случае, представленном на рис. 1 б, жидкость потребителю подается от питающего насоса.

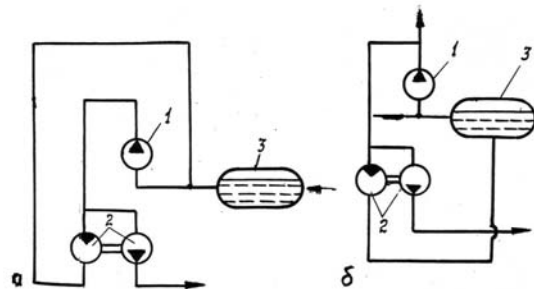


Рис.2. Схема АГДНУ с разделением потоков на входе в турбинную часть.

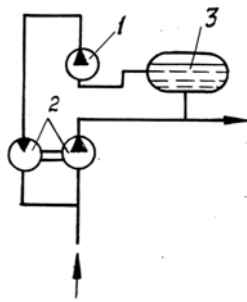


Рис.3. Схема АГДНУ со смешением потоков на входе в насосную часть.

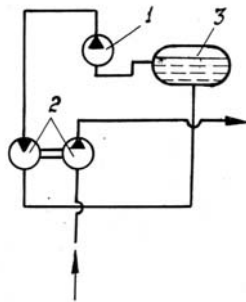


Рис.4. Схема АГДНУ без смешения турбинного и насосного потоков.

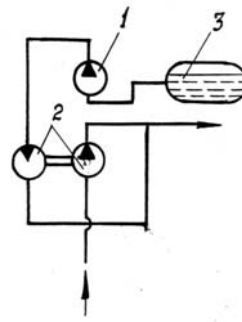


Рис.5. Схема АГДНУ без циркуляции жидкости по замкнутому контуру

Установка, показанная на рис. 5, предназначена для перекачивания жидкостей, которые можно смешивать и не нужно после перекачивания разделять.

Показатели эффективности работы АГДНУ существенно различаются в зависимости от выбора мест соединения и разделения потоков жидкости и влияющих на это требований по возможности смешения жидкостей, что показано в работе [3]. Изучение технико-экономических показателей указанных схем, дало результаты, приведенные на рис.6. Здесь  $p_{пол}$  – полезное давление,  $p_{пит}$  – давление в системе, питающей ПГТ,  $Q_{пол}$  – расход через насос,  $Q_{пит}$  – расход через ПГТ,  $\eta_{г}$  – гидравлический КПД установки.

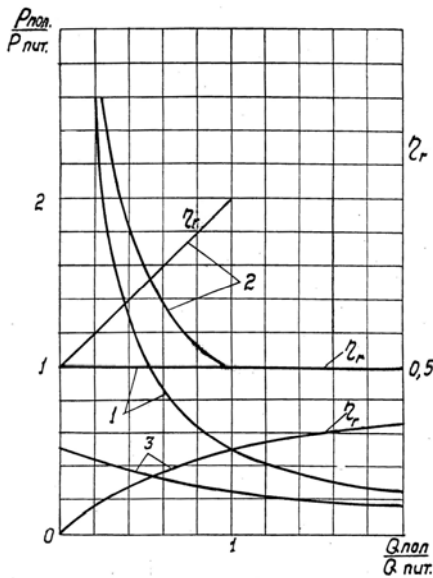


Рис.6. КПД установок с различными схемами соединения питающего и полезного потоков.

Наибольшим полезным давлением и гидравлическим КПД (рис. 6, кривая 2) обладает установка, схема которой имеет разделение потоков на входе в турбинную часть (рис. 2). Причем, чем больше полезная подача установки, тем меньше ее давление. Гидравлический КПД установки со смешением потоков на выходе насосной части (схема на рис. 1, рис. 6, кривая 1) не изменяется в зависимости от соотношения полезного и питающего расходов (при условии, что КПД турбонасоса не меняется от соотношения подачи насоса и турбины). Такая установка может применяться для получения больших напоров. На кривой 3 рис. 6 приведен гидравлический КПД установок, схема которых представлена на рис. 3 и рис. 5. Такие установки всегда имеют более низкий гидравлический КПД, чем КПД турбонасосного агрегата, и могут быть использованы только при больших значениях соотношения полезного и питающего расходов для получения низких давлений.

Учитывая все выше сказанное две последние схемы АГДНУ (рис. 4, 5) наиболее полно отвечают потребностям переработки избыточной гидравлической энергии и могут быть использованы в технологических процессах производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ и ТЭС.

### Выбор методики моделирования работы гидравлической сети

Для анализа работы гидравлической сети, оснащенной насосными агрегатами с приводными и рекуперативными гидротурбинами, традиционно используется подход, в основу которого положено выполнение законов сохранения вещества и энергии. Для каждой из возможных схем соединения агрегатов в одно целое такие модели имеют конкретный вид. Это представляет определенные трудности при разработке средств ведения расчетного эксперимента по данному направлению. Вместе с тем, накоплен опыт составления математических моделей, свободных от данного недостатка [4]. Это метод макро моделирования систем, основанный на автоматизированном составлении модели на основе законов сохранения, записанных при условии осреднения потоков в поперечных сечениях, и представления системы в виде ненаправленных графов [4].

Макромодель исследует состояние гидравлической сети на основании расхода жидкости и давления. Это позволяет использовать для построения математической модели течения формальный аппарат теории цепей, основанный на законах Кирхгофа [4].

Для анализа гидравлической сети с использованием макро моделирования необходимо иметь информацию о структуре сети, геометрических параметрах ее элементов, характеристик оборудования (насосов и приводных гидравлических машин) и аппаратуры.

В результате расчета получаем потокораспределение в рассматриваемой гидравлической сети. Расходы каждой ветви сети определяются совместно с вычислением их сопротивления и рабочих точек оборудования и аппаратуры.

Если для моделирования элементов гидравлической сети используется накопленный и обобщенный в технической гидромеханике опыт приведенный, например, в справочнике по гидравлическим сопротивлениям [5], то для моделирования таких элементов как насос используется подход представления их внешних характеристик, предложенный в работе [4]. Суть его сводится к тому, что выполняется предварительная аппроксимация характеристики насоса  $H(Q)$  при заданной частоте вращения ротора, а затем эта характеристика пересчитывается на рабочую частоту вращения и рабочую температуру перекачиваемой среды по формулам пересчета [6] в условиях упрощающего предположения, что характеристика по КПД  $\eta(Q)$  не изменяется для частот вращения ротора достаточно близких к паспортным.

### Моделирование использования гидротурбины для привода насоса

В ходе выполнения работы было предложено использовать избыточную гидравлическую энергию, имеющуюся в технологическом цикле ТЭЦ, на привод насоса К 90/35 для подачи воды на коммунальные нужды. Отбор гидравлической энергии предлагается осуществлять в технологической системе после конденсатного насоса включением параллельной ветви с ПГТ.

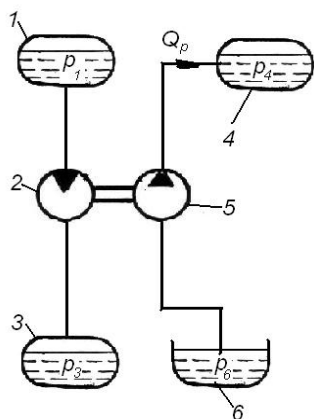


Рис.7 Предлагаемая система использования избыточной гидравлической энергии для привода насоса К 90/35

Моделирование установки выполнено для условия сохранения подготовленной для ТЭЦ воды, которая не должна смешиваться со средой, на перекачивание которой используется рекуперированная энергия. В этом случае схема гидродинамической насосной установки имеет вид, представленный на рис. 7 (схема составлена на основе схемы рис.4).

Отбор моделируется введением в схему бака 1, в котором давление жидкости равно давлению на выходе из конденсатного насоса, а отвод отработанной жидкости – введением в схему замещения бака 3, в котором давление равно давлению в точке

входа параллельной ветви в систему. Жидкость из бака 1, имеющая определенный запас избыточной энергии через ПГТ 2 отводится в бак 3. Полученная на валу ПГТ мощность используется для привода насоса 5, который перекачивает жидкость из бака 4 в бак 6 – к потребителям.

Состояние среды в баках характеризуется давлением  $p$ , для каждого трубопровода задаются его геометрические характеристики:  $l$  – длина, м;  $D$  – диаметр, м;  $\Delta$  – эквивалентная шероховатость, м; а также суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\xi$ .

Для моделирования используется характеристика насоса, приведенная на рис. 8. Параметры в рабочей точке насоса – расход  $Q_p=75 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор  $H_p=38,3 \text{ м}$ , КПД  $\eta=67 \%$ .

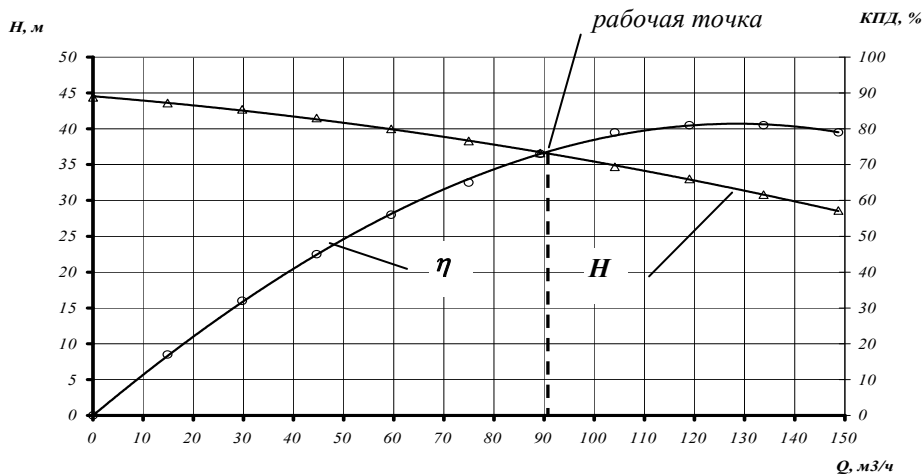


Рис. 8. Характеристика насоса К 90/35

Указанная система (рис. 7) состоит из двух подсистем, между которыми существует механическая связь через вал насоса и турбины. Для каждой системы записываются уравнения для законов Кирхгофа и уравнения, описывающие изменение гидравлической энергии в элементах подсистемы. Связь между параметрами подсистем задается уравнением трансформации мощности:

$$\rho_T g H_T Q_T \eta_T = \frac{\rho_H g H_H Q_H}{\eta_H},$$

где индекс  $T$  указывает параметры турбины,  $H$  – параметры насоса.

Результаты моделирования работы предложенной схемы (рис. 7) показывают необходимость использования гидравлической турбины с расходом  $Q_T=378 \text{ м}^3/\text{ч}$  и мощностью  $N_T=14,8 \text{ кВт}$  для привода насоса К 90/35. Использование турбинного привода позволяет сэкономить до 60 кВт·ч электроэнергии в сутки.

### Выводы

В работе проведен анализ энергетической эффективности различных вариантов схем привода насосных установок приводными и рекуперативными гидротурбинами.

Наиболее подходящими для использования избыточной гидравлической энергии в технологических системах ТЭС и ТЭС и жилищно-коммунальном хозяйстве являются схемы АГДНУ, приведенные на рис. 4 и 5.

Для моделирования совместной работы гидравлических турбин и насосных установок выбрана методика макро моделирования.

На основании предложенной методики проведен подбор параметров приводной гидротурбины для привода насоса с целью утилизации избыточной гидравлической энергии.

#### Л и т е р а т у р а

1. Твердохлеб И.Б. Создание гидротурбинного привода автономных гидродинамических насосных установок. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.13 / СумГУ – Сумы, 1996. – 20 с.
2. Ржебаев Э.Е., Тазетдинов В.Г. Создание рекуперативных гидротурбин и агрегатов мотор-насос-турбина // Труды 8-ой междунар. научн.-техн. конф. «Насосы – 96.». – 1996. – С.87-106.
3. Евтушенко А.А., Твердохлеб И.Б. О целесообразности применения гидрофицированных насосных установок в системе водоснабжения // Химическое машиностроение: Расчет, проектирование, технология: Сб. научн. трудов/ Отв. ред. В.А. Хворост. – К.: УМК ВО, 1992. – С. 78-89.
4. Алексенко О.В., Неня В.Г. Основы методики макро моделирования центробежных насосов// Вестник СумГУ. – Сумы: СумГУ. №13(59) – 2003. – С. 156 - 161.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение. - 1975. - 559 с.
6. Лопастные насосы: Справочник. Под общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.

УДК 629.735.064.3

**Бадах В.Н., Головки Ю.С., Куклевский А.Н.**

#### **ВЫБОР ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ФИЛЬТРОВ С ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ПОДАЧЕЙ ЖИДКОСТИ**

Приведены результаты моделирования течения жидкости в фильтре с тангенциальной подачей. Изложен подход к выбору геометрических параметров на основании анализа их влияния на параметры течения.

#### **Вступление**

Очистка жидкости может выполняться путем фильтрования при прохождении через пористую перегородку или воздействием силового поля на нерастворенные частицы загрязнения. Комбинированное использование первого и второго способов дает некоторые преимущества по сравнению с использованием каждого из способов в отдельности.

В фильтрах с тангенциальной подачей жидкости грубая очистка выполняется за счет отсеивания центробежной силой. Отсеянные на периферию частицы под действием силы гравитации оседают в отстойную часть фильтра. Остальные частицы загрязнения задерживаются пористым фильтроэлементом. Эти фильтры отличаются простотой конструкции и не нуждаются в дополнительных источниках энергии (рис. 1).

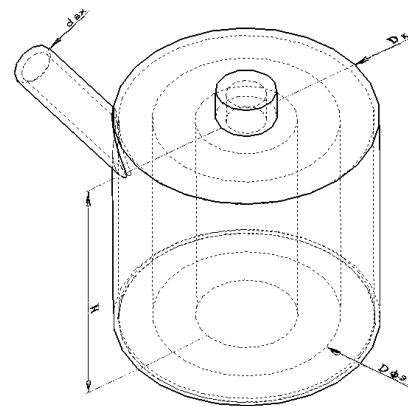


Рис. 1. Схема фильтра с тангенциальной подачей

$d_{вх}$  – диаметр входного отверстия,  
 $D_к$  – диаметр корпуса фильтра,  
 $D_{ф.э.}$  – диаметр фильтроэлемента  
 $H$  – высота фильтра

### Задачи исследования

Целью данной статьи является:

- 1) исследование течения жидкости в фильтре с тангенциальной подачей;
- 2) анализ влияния геометрических параметров фильтра на направление линий тока и характер распределения скорости течения жидкости в фильтре;
- 3) выбор гидродинамических и конструктивных параметров фильтров с тангенциальной подачей жидкости для гидравлической системы с определенным расходом жидкости и давлением нагнетания.

### Результаты

Выбор параметров фильтра является противоречивой задачей, поскольку необходимо обеспечить достаточную степень очистки жидкости и ресурс при минимальных перепадах давления и габаритных размерах фильтра.

Для данного фильтра увеличение ресурса возможно при увеличении скорости входа жидкости. За счет чего уменьшается минимальный размер частиц, отсеиваемых центробежной силой и соответственно увеличивается их количество. Таким образом, фильтроэлемент будет загрязняться медленней.

Вместе с ресурсом при увеличении скорости входа жидкости повышается также и степень очистки жидкости. Это объясняется тем, что увеличивается окружная составляющая скорости жидкости  $V_T$  и изменяется направление скорости входа частицы  $V$  в

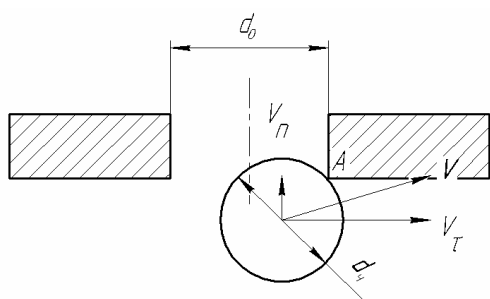


Рис. 2. Движение частицы загрязнения  
 $d_0$  – диаметр поры,  
 $d_p$  – диаметр частицы загрязнения

отверстие поры фильтроэлемента (рис. 2).

Если направление скорости центра масс частицы проходит ниже точки удара А, то возникает момент вырывающий частицу из поры фильтра, если же выше – частица пройдет в фильтроэлемент [1].

Степень очистки жидкости также можно повысить путем уменьшения размеров пор фильтроэлемента, но при этом растет перепад давления на фильтре.

Исследования проводились с помощью программного пакета Cosmos

Flow Works, в котором методом конечных элементов моделировалось течение жидкости в фильтре.

В Cosmos Flow Works движение и теплообмен жидкости моделируется с помощью уравнений Навье-Стокса, описывающих в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и энергии этой жидкости. Кроме того, используются уравнения состояния компонентов жидкости, а также эмпирические зависимости вязкости и теплопроводности этих компонентов жидкости от температуры. Сжимаемые жидкости задаются зависимостью их плотности от давления. Этими уравнениями моделируются турбулентные, ламинарные и переходные (переход между ламинарным и турбулентным определяется критическим значением числа Рейнольдса) течения.

Для моделирования турбулентных течений уравнения Навье-Стокса осредняются по числам Рейнольдса, т.е., используется среднее по малому масштабу времени влияние турбулентности на параметры потока, а длительные изменения осредненных по малому масштабу времени составляющих гидродинамических параметров потока (давления, скорости, температуры) учитываются введением соответствующих производных по времени.

В результате уравнения имеют дополнительные члены: напряжения по Рейнольдсу, а для замыкания этой системы уравнений в Cosmos Flow Works используются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках  $k-\varepsilon$  модели турбулентности.

Для нахождения численного решения задачи непрерывная нестационарная математическая модель физических процессов дискретизируется как по пространству так и по времени [2]. Дискретизация дифференциальных уравнений выполняется методом конечных объемов. При дискретизации по времени используется метод расщепления операторов для более эффективного расчета давления и скорости. Давление определяется в результате решения дискретного эллиптического уравнения, которое получают алгебраическим преобразованием дискретных уравнений сохранения массы и импульса с учетом граничных условий.

Направление и распределение скоростей течения жидкости в фильтре оценивалось по графикам линий тока (рис. 3). Значение скорости течения определялось как среднее по объему зазора между внутренней стенкой корпуса и внешней поверхностью фильтроэлемента.

Наиболее важным параметром течения жидкости в фильтре с тангенциальной подачей является окружная составляющая  $V_\tau$  скорости ее течения в зазоре между внутренней стенкой корпуса и внешней поверхностью фильтроэлемента. Именно эта скорость определяет величину центробежного воздействия на частицы загрязнения. В данном случае значение нормальной составляющей скорости  $V_n$  течения значительно меньше тангенциальной скорости  $V_\tau$ . Поэтому наиболее оптимальными геометрическими параметрами фильтра принимаем такие, при которых средняя скорость течения и площадь поверхности фильтроэлемента достигают максимального значения.

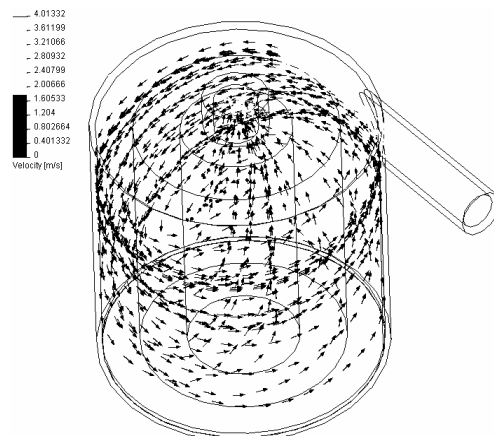


Рис. 3. Линии тока жидкости

Результаты исследований приведены в виде графиков:

- зависимости относительной (к скорости входа) средней скорости течения от высоты фильтра при разных зазорах между фильтроэлементом и корпусом фильтра и постоянном диаметре последнего (рис. 4);

- зависимости относительной (к скорости входа) средней скорости течения от диаметра внутренней стенки корпуса фильтра при разных высотах фильтра и постоянном зазоре между фильтроэлементом и корпусом фильтра (рис.5).

На графиках геометрические размеры приводятся в относительных (к диаметру внутренней стенки корпуса фильтра  $D_k=200$  мм) величинах. Расход жидкости  $Q=1$  л/с и диаметр входа  $d_{вх}=20$  мм принимались постоянными. Рабочая жидкость – вода. По графикам (рис.4) и(рис.5) можно выбрать следующие оптимальные для данного случая параметры: диаметр корпуса  $D_k=0,8$ ; высота фильтра  $H=0,7$ ; зазор между стенками корпуса и наружной поверхностью фильтроэлемента  $\Delta=0,15$ .

Средняя окружная скорость течения жидкости зависит от геометрических размеров следующим образом:

- растет с увеличением зазора между внутренней стенкой корпуса и поверхностью фильтроэлемента при постоянном диаметре и высоте фильтра, поскольку изменяется форма проходного сечения;

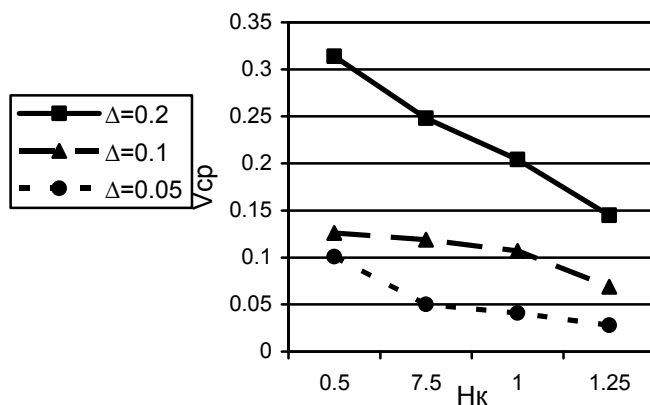


Рис. 4. Зависимость средней скорости течения от высоты корпуса фильтра

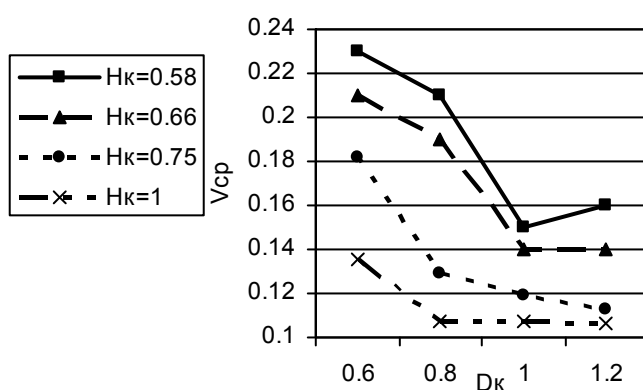


Рис. 5. Зависимость средней скорости течения от диаметра корпуса фильтра

– уменьшается с увеличением высоты и диаметра фильтра при постоянном зазоре в виду того, что увеличивается площадь поверхности стенок, оказывающих сопротивление движению;

– уменьшается с уменьшением диаметра корпуса фильтра, потому что увеличивается сопротивление изменения направления скорости течения.

Влияние геометрических параметров на среднюю окружную скорость течения жидкости нужно учитывать комплексно, поскольку прослеживается их взаимное влияние.

#### Выводы

1. Установлена зависимость между гидродинамическими и геометрическими параметрами фильтра, позволяющими выбрать их оптимальные величины.

2. В соответствии с проведенным исследованием для указанных выше условий можно рекомендовать следующие относительные геометрические параметры фильтра:  $D_k=0,8$ ;  $H=0,7$ ;  $\Delta_0=0,15$ .

#### Литература

1. Финкельштейн З.Л. Расчет гидродинамических фильтров. В кн. Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. Вып. 7 М. 1979, с. 232–240.

2. Алямовский А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. Санкт-Петербург.:БХВ-Петербург, 2005.– 791 с.
3. Белянин П.Н., Черненко Ж.С., Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. М. Машиностроение. 1964 г. – 294 с.

УДК 622.753:622.648.24

**Бобров В.Б.**

### **ТЕЧЕНИЕ В СЛОЕ ПЕРЕЛИВА ГРАВИТАЦИОННОГО СГУСТИТЕЛЯ**

Предлагается математическая модель течения пульпы в приповерхностном слое гравитационного сгустителя, позволяющая вычислить концентрацию гидросмеси в слое перелива и в основной области течения, распределение расходов в гравитационном сгустителе, а также оценить возможность применения воронки для очистки оборотной воды и отходов обогащения минерального сырья. Рис. 3. Табл. 2. Ист. 8.

Экологическая безопасность использования того или иного полезного ископаемого сегодня в первую очередь определяется возможностью существующих технологий обеспечить эффективную переработку получаемых отходов, а также очистку оборотной воды, используемой в технологиях добычи и обогащения [1 – 5]. Поскольку большая часть технологических процессов, применяемых при обогащении минерального сырья, предполагает использование воды как среды транспортирования и разделения минералов, то на различных этапах обогащения применяются гравитационные сгустители [1, 2, 6].

Нужно отметить важность гравитационного сгустителя для обеспечения надежности и эффективности обогатительного производства. Если эти аппараты работают неудовлетворительно, то исправное и отлаженное основное оборудование не сможет обеспечить требуемые показатели обогащения. Гравитационные сгустители используются для повышения концентрации твердого в пульпе, аккумуляирования гидросмеси и согласования работы обогатительных аппаратов они очень дешевы и потребляют мало энергии. В последнее время гравитационные сгустители все шире используются для очистки оборотной воды и предварительного сгущения отходов обогащения перед транспортировкой в хвостохранилища. Это объясняется их высокой надежностью, простотой эксплуатации и экологической безопасностью. Однако такое использование гравитационных сгустителей предполагает обоснование и расчет параметров слоя перелива, в котором должна обеспечиваться основная сепарация твердых частиц и очистка воды, попадающей в слив. Известные методы расчета гравитационных сгустителей направлены на определение их параметров и режимов работы при использовании в качестве аккумулярующих емкостей или емкостей для стабилизации параметров гидросмеси перед обогащением [1, 2, 6]. В этих методиках основное внимание уделяется расчету течения в сужающейся части аппарата, а параметры течения в приповерхностном слое практически не рассматриваются.

Целью данной работы является создание математической модели течения гидросмеси в слое перелива гравитационного сгустителя, а также разработка метода расчета параметров слоя перелива.

Поле течения в гравитационном сгустителе можно условно разбить на две зоны (рис. 1): зона приповерхностного слоя толщиной  $h(R)$ , в которой осуществляется течение от подающего устройства на водослив через борт сгустителя, и основное течение вниз, которое реализуется ниже сечения  $0 - 0$  [1, 2, 6].

Течение в приповерхностном слое осуществляется радиально по направлению от подающего устройства к сливному борту. В процессе этого течения происходит осветле-

ние приповерхностного слоя за счет его разгрузки в основной поток. Высота слоя перелива переменна и зависит от радиуса верхнего сечения сгустителя, концентрации и характера твердого вещества в питании, а также расхода гидросмеси. При движении гидросмеси в слое перелива не все частицы твердого попадают в основной поток, часть твердого уходит через сливной борт в перелив. Вместе с частицами в перелив уходит также и некоторая часть жидкости, поэтому концентрация твердых частиц в основном потоке изменится по отношению к начальной концентрации.

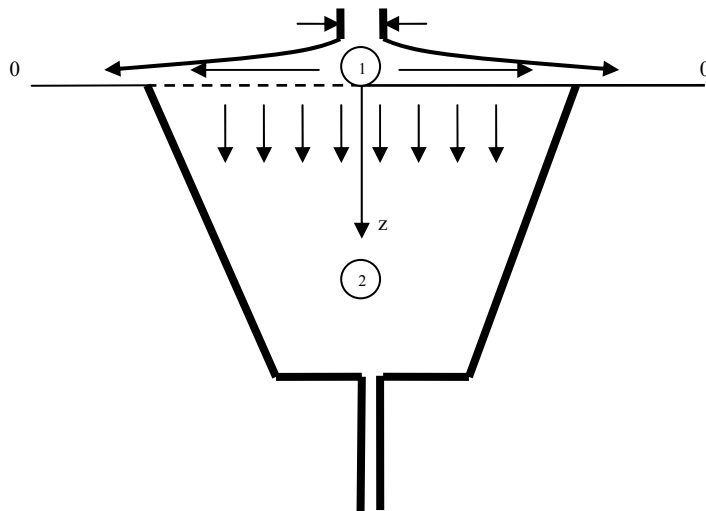


Рис. 1. Схема гравитационные сгустителя

Основной поток ниже сечения 0 – 0 можно считать одномерным, направленным вертикально вниз (рис.1). При движении гидросмеси в основном потоке наблюдается увеличение разности скоростей жидкости и твердого вещества. Этот процесс сопровождается увеличением концентрации твердого вещества в нижней части гравитационного сгустителя, тогда как концентрация твердого в верхней части воронки падает [1, 2] за счет разгрузки части частиц из потока, уходящего в слив. Расход гидросмеси, поступающей в основную область течения, определяется геометрическими параметрами аппарата, количеством и диаметром трубопроводов, обеспечивающих отвод пульпы, а также концентрацией поступающей гидросмеси, и в общем случае наперед неизвестен. Зная концентрацию гидросмеси на входе в основную зону течения, этот расход можно определить по известным расходно-напорным характеристикам гравитационного сгустителя. В этом случае секундный расход и концентрация пульпы, уходящей в слив через борт перелива, определяются так:

$$Q_c = Q_o - Q(\varphi^*); \quad \varphi^* = \varphi_c + (\varphi_o - \varphi_c) \frac{Q_o}{Q(\varphi^*)}, \quad (1)$$

где  $Q_c$  - расход пульпы через борт перелива;  $Q_o$  - расход гидросмеси, подаваемой в сгуститель;  $Q(\varphi^*)$  - расход пульпы, поступающей в основную область течения;  $\varphi^*$  - концентрация пульпы, поступающей в основную область течения;  $\varphi_c$  - концентрация пульпы, уходящей через борт перелива;  $\varphi_o$  - концентрация гидросмеси, подаваемой в сгуститель.

Для расчета концентрации гидросмеси, уходящей через борт перелива, на основании законов сохранения массы и импульса была разработана математическая модель течения пульпы в поверхностном слое гравитационного сгустителя, состоящая из системы двух дифференциальных уравнений с двумя начальными условиями [7],

$$\frac{d\varphi}{dr} = -(1-\varphi)^2 \varphi \frac{w}{h\sqrt{b-2gh}}; \quad \frac{dh}{dr} = -\frac{r w \varphi (1-\varphi) + h\sqrt{b-2gh}}{r(b-3gh)} \sqrt{b-2gh}; \quad \varphi(r=R_0) = \varphi_0; \quad (3)$$

$$h(r=R_0) = \frac{1}{2} \left( \frac{Q_0 - Q(\varphi^*)}{m\pi R \sqrt{g}} \right)^{2/3}; \quad b = \left( \frac{m^2 + 1}{m^{2/3}} \right) \left( \frac{g}{\pi R} (Q_0 - Q(\varphi^*)) \right)^{2/3},$$

где:  $r$  - текущий радиус поперечного сечения приповерхностного слоя  $R_0 \leq r \leq R$ ;  $R_0$  - радиус устройства подачи пульпы в гравитационный сгуститель;  $R$  - радиус верхнего сечения сгустителя;  $w$  - гидравлическая крупность частиц;  $g$  - ускорение свободного падения;  $h$  - изменение высоты слоя перелива;  $\varphi$  - текущая концентрация пульпы;  $h_0$  - высота слоя перелива возле подающего устройства;  $m = 0.4$  - коэффициент расхода для борта перелива.

При определении гидравлической крупности частиц каждого класса крупности (см. табл. 1) [8].

Таблица 1

**Зависимости для расчета гидравлической крупности частиц разного диаметра [8]**

Диапазон изменения крупности частиц, мм	Формула для расчета $w$ , м/с
$R_S \leq 0.15$	$w = 0.406 \frac{\rho - \rho_0}{\nu_w \rho_0} R_S^2$
$0.15 < R_S \leq 1.5$	$w = \frac{\rho - \rho_0}{100 \rho_0} \left( 0.521 \left( \frac{T}{26} - 1 \right) + 0.677 R_S \right)$
$1.5 < R_S \leq 15.0$	$w = 3.31 \sqrt{\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} R_S}$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения:  $\rho$  - плотность твердых частиц;  $\rho_0$  - плотность воды;  $R_S$  - радиус частиц;  $\nu_w$  - кинематический коэффициент вязкости воды, м<sup>2</sup>/с;  $T$  - температура гидросмеси, град.

Если средняя плотность частиц, для которых рассчитывается гидравлическая крупность, больше 2.65 т/м<sup>3</sup>, то вычисленные по формулам табл. 3 значения нужно умножить на коэффициент  $K$ , определяемый в зависимости от крупности частиц (см. табл. 2).

Таблица 2

**Зависимости для расчета поправочных коэффициентов, учитывающих влияние плотности частиц на их гидравлическую крупность [8]**

Диапазон изменения крупности частиц, мм	Формула для расчета $K$
$R_S \leq 1.5$	$K = \frac{\rho - \rho_0}{1.65 \rho_0}$
$1.5 < R_S \leq 15.0$	$K = \sqrt{\frac{\rho - \rho_0}{1.65 \rho_0}}$

Первое уравнение описывает зависимость высоты слоя перелива от радиуса верхнего сечения аппарата. Второе уравнение задает распределение концентрации твердого вещества в слое перелива.

Из формул (1) – (8) видно, что от величины  $\varphi^*$  зависят как коэффициенты уравнений (3) и (4), так и граничные условия (5), (6). Поэтому задача определения парамет-

ров течения в приповерхностном слое гравитационного сгустителя может быть решена только итерационным способом.

Для заданных величин  $Q_0$ ,  $\varphi_0$  и  $w$  расчет значений  $\varphi^*$ ,  $\varphi_c$ ,  $Q_c$  и  $Q(\varphi^*)$  производился по следующему алгоритму. Полагая, что  $\varphi^* = \varphi_0$ , на основании расходно-напорных характеристик гравитационного сгустителя определяли расход  $Q(\varphi_0)$ , а затем по формулам (1), (2), (5) – (7) рассчитывали величины  $\varphi_c$ ,  $Q_c$ ,  $h(r=R_0)$  и  $b$ . Для полученных условий методом Рунге – Кутты решалась система уравнений (1) и (2). Из решения системы дифференциальных уравнений (1), (2) получали распределение концентрации в слое перелива. По полученному значению концентрации твердого вещества возле борта перелива на основании (2) уточнялась величина  $\varphi^*$ . Если полученное значение отличалось от предыдущего более, чем на заданную величину, то повторяли расчет с новым значением  $\varphi^*$ . По этой методике были произведены расчеты концентрации пульпы в сливе сгустительной воронки (рис. 2) для следующих начальных условий:  $R=1$  м,  $R_0=0.15$  м,  $\varphi_0=0.2$ ,  $\rho_0=4800$  кг/м<sup>3</sup>,  $\rho=1000$  кг/м<sup>3</sup>,  $T=20^\circ\text{C}$ ,  $R_S=0.0001$  м и  $R_S=0.001$  м.

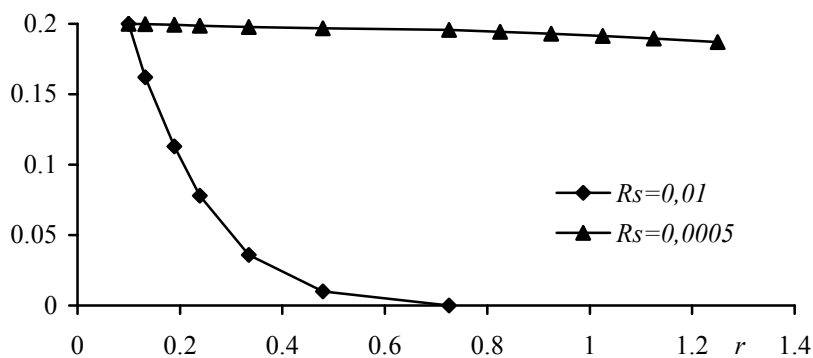


Рис. 2. Распределение концентрации пульпы в слое перелива для частиц различной крупности

Из полученных результатов можно сделать следующие выводы. Высота слоя перелива зависит в первую очередь от величины расхода гидросмеси, подаваемой в сгуститель. Начальное значение концентрации твердого в гидросмеси влияет незначительно, а крупность частиц совсем не оказывает влияния на высоту слоя перелива. На распределение концентрации твердого вещества внутри слоя перелива большое влияние оказывает величина гидравлической крупности частиц и начальная концентрация твердого в пульпе.

Результаты расчетов были обобщенно представлены в безразмерной форме, что позволило вывести универсальные зависимости для высоты слоя перелива и концентрации пульпы от текущего радиуса (рис. 3), которые с точностью  $R^2 = 0,9996$  можно аппроксимировать, следующими функциями:

$$\Delta = 3,25\theta^3 - 6,46\theta^2 + 4,17\theta + 0,07 ;$$

$$\psi = \begin{cases} -1,858\theta^3 + 2,5123\theta^2 + 0,338\theta - 0,0017 & R_S = 0,01 \\ 0,7245\theta^2 + 0,2945\theta - 0,0076 & R_S = 0,005 \\ 0,8283\theta^2 - 0,1715\theta + 0,0005 & R_S = 0,005 \end{cases}$$

$$\theta = \frac{r - R_0}{R - R_0}; \quad \psi = \frac{\varphi_0 - \varphi}{\varphi_0 - \varphi_C}; \quad \Delta = \frac{h_0 - h}{h_0 - h_C},$$

где:  $h_C$  - толщина слоя перелива на борту аппарата.

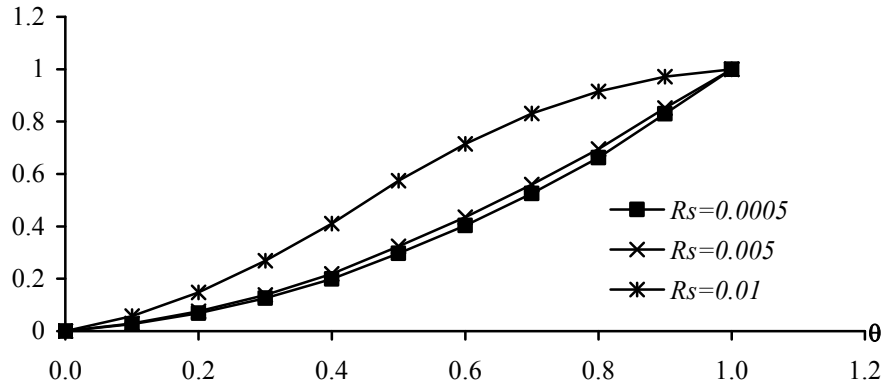


Рис. 3. Универсальное распределение концентрации пульпы в слое перелива для частиц различной крупности

Анализ системы уравнений (3), (4) показывает, что для рассматриваемых типов течений существуют две критических глубины

$$h_{kp}^1 = \frac{1}{2} \left( \frac{m^2 + 1}{m^{2/3}} \right) \left( \frac{Q_0 - Q(\varphi^*)}{\pi R \sqrt{g}} \right)^{2/3}; \quad h_{kp}^2 = \frac{1}{3} \left( \frac{m^2 + 1}{m^{2/3}} \right) \left( \frac{Q_0 - Q(\varphi^*)}{\pi R \sqrt{g}} \right)^{2/3},$$

при которых расчеты по предлагаемой математической модели невозможны.

Вывод. Таким образом, с использованием приведенной методики расчета на основании формул (1) – (8) возможна оценка эффективности применения гравитационных сгустителей для извлечения из отходов обогащения твердых частиц с требуемыми параметрами, а также для очистки технической воды, используемой в системе оборотного водоснабжения технологий обогащения.

#### Литература

1. Блюсс Б.А., Сокил А.М., Гоман О.Г. Проблемы гравитационного обогащения титанцирконовых песков. – Днепропетровск: Полиграфіст, 1999. – 190 с.
2. Блюсс Б.А., Головач Н.А. Совершенствование технологий предобогащения ильменитовых руд. – Днепропетровск: Полиграфіст, 1999. – 126 с.
3. Проблемы разработки россыпных месторождений / И.Л. Гуменик, А.М. Сокил, Е.В. Семененко и др.. – Днепропетровск: Січ, 2001. – 224 с.
4. Совершенствование режимов работы гидротранспортных установок технологий углеобогащения / Е.Л. Звягильский, Б.А. Блюсс, Е.И. Назимко, Е.В. Семененко. – Севастополь: «Вебер», 2002. – 247 с.
5. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий // Ю.Д. Баранов, Б.А. Блюсс, Е.В. Семененко, В.Д. Шурыгин – Д.: «Новая идеология», 2006. – 416 с.

6. Справочник по обогащению углей / Беринберг З.Ш., Благоев И.С., Борц М.А. и др. – М.: Недра, 1984. – 614 с.
7. Семененко Е.В., Бобров В.Б. Моделирование режима работы гидротранспортной установки с учетом процессов сгущения гидросмеси в зумпфах // Геотехническая механика. - Днепропетровск, 2001. - Вып. № 30. - С. 198 - 206.
8. Гончаров В.Н. Движение наносов. – Л.:М.: ОНТИ, Главная редакция строительной литературы, 1938. – 312 с.

УДК 621.21

**Буренников Ю.А., Козлов Л.Г., Репинский С.В.,  
Петров О.В., Лозинский Д.О.**

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ  
УПРАВЛІННЯ ГІДРОПРИВОДОМ З ПРОПОРЦІЙНИМ  
КЕРУВАННЯМ**

Запропоновано розрахункову схему системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням, при якому забезпечується стабілізація витрати від насоса, а також робота насоса з постійною потужністю. Представлено математичну модель запропонованої системи, яка розв'язується в програмному середовищі MATLAB Simulink. При роботі математичної моделі визначено вплив основних конструктивних параметрів системи управління на показники якості перехідного процесу змінних стану системи. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні системи управління гідроприводом з заданими динамічними характеристиками. Рис. 4, Табл. 1, Дж. 5.

Гідроприводи технологічних мобільних машин працюють у широких діапазонах зміни швидкостей руху робочих органів. Режими роботи гідроприводів характеризуються частим ввімкненням та вимкненням насосів і гідророзподільників, зміною режимів роботи гідроприводу та характеру навантажень на гідродвигунах. Дані обставини визначають необхідність дослідження динамічних процесів у приводах, а також вибір сполучення конструктивних параметрів системи управління, яке забезпечить належні показники якості регулювання в усьому діапазоні функціонування гідроприводу. Дану задачу можна вирішити шляхом математичного моделювання[1-5].

Розрахункова схема системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням представлена на рис. 1. Система управління містить насос змінного робочого об'єму з автоматичним регулятором, який забезпечує стабілізацію витрати від насоса, а також роботу насоса з постійною потужністю [1-2].

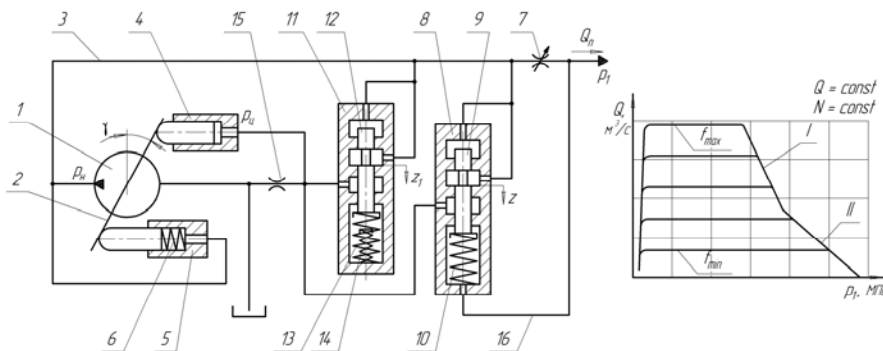


Рис. 1. Розрахункова схема системи управління і статична характеристика насоса

Схема складається з аксіально-поршневого насоса змінного робочого об'єму 1, регульованого дроселя 7, регулятора витрати 8 з золотником 9 та пружиною 10, який підключений до гідролінії 3 та 16 і керує потоком, що поступає з гідролінії 3 в поршень керування 4. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії поршнів 4, 5 і пружини 6. На зливі у поршня керування 4 встановлений дросель 15. Регулятор тиску 11 з золотником 12 і пружинами 13 та 14 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії і забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності.

У встановленому режимі система управління працює таким чином. Тиск  $p_H$  і  $p_1$ , а також зусилля пружини 10, впливаючи на золотник 9, визначають таке його положення, при якому тиск  $p_{Ц}$  в поршні 4 урівноважує на планшайбі 2 момент, що створений тиском  $p_H$  в поршні 5 разом з пружиною 6. Пружина 10 підбирається таким чином, щоб могла підтримувати постійний перепад тиску на дроселі 7. При значному зростанні величини тиску  $p_H$  спрацьовує регулятор тиску 11 з золотником 12, пружинами 13 та 14, і робоча рідина надходить до поршня керування 4, переводячи планшайбу 2 таким чином, що насос працює в режимі постійної потужності.

Статична характеристика насоса з запропонованою системою управління представлена залежністю, показаною на рис. 1, де  $f_{\max}, f_{\min}$  – максимальна і мінімальна площі відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7. Наявність двох пружин 13 та 14 забезпечує на статичній характеристиці дві ділянки, які наближають сумарну характеристику до гіперболічної кривої, яка характеризує роботу насоса в режимі постійної потужності. Ділянка I забезпечується роботою пружини 13, а ділянка II – одночасною роботою пружин 13 та 14.

Згідно з розрахунковою схемою математична модель системи управління гідроприводом включає рівняння сил і моментів, які діють на регулюючі елементи системи і рівняння нерозривності потоків для відповідних ліній. Рівняння математичної моделі складені з такими припущеннями: довжина гідролінії мала, тому вважалось, що вплив гідравлічних втрат і хвильових процесів на динаміку привода незначний; температура робочої рідини постійна; податливості порожнин і стисненість робочої рідини враховувались як усереднені величини для розглянутих діапазонів змін тиску; коефіцієнти витрати через дросельні і золотникові елементи постійні; режими роботи системи керування – безкавітаційні; гідродинамічні сили, що діють на золотники регулятора, і їх маси не враховувались. З врахуванням прийнятих припущень рівняння математичної моделі мають вигляд

$$\frac{\pi d_7^2}{4} \cdot d_8 \cdot k \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma = \mu \cdot f_{\text{оп}} \sqrt{\frac{2(p_H - p_1)}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_1) +$$

$$+ \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{Ц}) +$$

$$+ \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \operatorname{sign}(p_H - p_{Ц}) + \beta_1 \cdot W_H \frac{dp_H}{dt}$$
(1)

$$I \frac{d^2 \gamma}{dt^2} = p_H \cdot F_5 \cdot \ell - p_{Ц} \cdot F_4 \cdot \ell + M_C - b_\gamma \frac{d\gamma}{dt}$$
(2)

$$b_P \frac{dz}{dt} = -p_1 \cdot f_P - c_P(z_P + z) + p_H \cdot f_P - T_P \cdot \operatorname{sign} \frac{dz}{dt}$$
(3)

$$b_{P1} \frac{dz_1}{dt} = p_H \cdot f_{P1} - c_{P1}(z_{P1} + z_1) - T_{P1} \cdot \operatorname{sign} \frac{dz_1}{dt}$$
(4)

$$\begin{aligned} & \mu \cdot f(z) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) + \\ & + \mu \cdot f_1(z_1) \sqrt{\frac{2(p_H - p_{Ц})}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_H - p_{Ц}) = \mu \cdot f_0 \sqrt{\frac{2p_{Ц}}{\rho}} + \beta_2 \cdot W_{Ц} \frac{dp_{Ц}}{dt} \end{aligned} \quad (5)$$

де  $p_H$  – тиск на виході насоса;  $\gamma$  – кут повороту планшайби насоса;  $p_{Ц}$  – тиск в поршні керування положенням планшайби насоса;  $p_1$  – тиск навантаження на виконавчому гідродвигуні;  $F_4$  – площа поршня керування 4;  $F_5$  – площа поршня керування 5;  $I$  – момент інерції планшайби насоса;  $b_\gamma$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості планшайби насоса;  $d_7$  – діаметр поршнів насоса;  $d_8$  – діаметр розміщення поршнів в роторі насоса;  $k$  – кількість поршнів насоса;  $n$  – частота обертання вала насоса;  $\ell$  – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса;  $M_C$  – момент опору планшайби насоса, що обчислювався за нижченаведеною формулою в Н·м [5];

$$M_C = 26,4 - 3,2 \left( \frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) - 9,9 \left( \frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right) - 2,2 \left( \frac{p_H - 9 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^6} \right) \times \left( \frac{Q_n - 0,67 \cdot 10^{-3}}{0,5 \cdot 10^{-3}} \right)$$

$Q_n$  – витрата робочої рідини, що поступає до виконавчого гідродвигуна;  $z$  – величина переміщення золотника 9 регулятора витрати 8;  $z_1$  – величина переміщення золотника 12

регулятора тиску 11;  $f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$  – площа торців золотника 9 регулятора витрати 8;  $d_p$  –

діаметр торців золотника 9 регулятора витрати 8;  $f_{p1} = \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4}$  – площа торців золотника

12 регулятора тиску 11;  $d_{p1}$  – діаметр торців золотника 12 регулятора тиску 11;  $c_p$  – жорсткість пружини 10 регулятора витрати 8;  $c_{p1}$  – сумарна жорсткість пружин 13 та 14 регулятора тиску 11;  $z_p, z_{p1}$  – початкові величини стиснення пружин регулятора витрати 8

і тиску 11 відповідно;  $f(z), f_1(z_1)$  – площі відкриття робочих вікон регулятора витрати 8 і тиску 11 відповідно;  $b_p, b_{p1}$  – коефіцієнти кінематичної в'язкості золотників регулятора

витрати і тиску відповідно;  $T_p, T_{p1}$  – сили сухого тертя золотників регулятора витрати і тиску відповідно;  $\rho$  – густина робочої рідини;  $\mu$  – коефіцієнт витрати через дроселюючі

елементи;  $f_{dp}$  – площа відкриття робочого вікна регульованого дроселя 7;  $f_0$  – площа відкриття робочого вікна дроселя 15 в зливній гідролінії поршня керування планшайбою

насоса;  $W_H$  – об'єм робочої рідини в ділянці гідролінії нагнітання, що прилягає до насоса;  $W_{Ц}$  – об'єм робочої рідини в поршні керування планшайбою насоса і ділянці гідролінії, що прилягає до нього;  $\beta_1, \beta_2$  – сумарні коефіцієнти стиснення робочої рідини

об'ємами  $W_H$  і  $W_{Ц}$  відповідно.

Величини відкриття робочих вікон золотників регулятора витрати і тиску відповідно апроксимувалися виразами

$$\begin{aligned} f(z) &= 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z \leq z_{\min} , \\ f(z) &= k_z \cdot z \text{ при } z_{\min} \leq z \leq z_{\max} ; \\ f_1(z_1) &= 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ при } 0 \leq z_1 \leq z_{1\min} , \\ f_1(z_1) &= k_{z1} \cdot z_1 \text{ при } z_{1\min} \leq z_1 \leq z_{1\max} ; \end{aligned}$$

де  $z_{\min}, z_{1\min}$  – величина переміщення золотника, при якому відкривається дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно;  $z_{\max}, z_{1\max}$  – величина переміщення золотника, при якому закривається дросельна щілина регулятора витрати і тиску відповідно;  $k_z, k_{z1}$  – коефіцієнти площі відкриття робочих вікон регулятора витрати і тиску відповідно.

Система рівнянь, що описує поведінку системи управління, вирішувалася з допомогою програмного пакету MATLAB Simulink. При моделюванні з використанням Simulink реалізується принцип візуального програмування, у відповідності з яким користувач на екрані з бібліотеки стандартних блоків створює модель пристрою і здійснює розрахунки. В ході моделювання є можливість слідкувати за процесами, що проходять в системі. Для цього використовуються спеціальні пристрої спостереження, що входять до складу бібліотеки Simulink.

Основна блок-схема розв'язання представлена на рис. 2. Схема містить п'ять підсистем, які розв'язують відповідні рівняння математичної моделі.

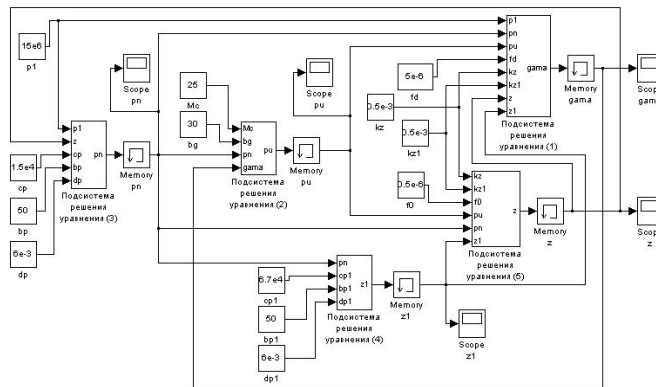


Рис. 2. Блок-схема розв'язання системи рівнянь в середовищі MATLAB Simulink

На рис. 3 показана блок-схема підсистеми розв'язання рівняння (1). На схемі блок перемикача Switch виконує перемикання вхідних сигналів по сигналу керування. Блоки Switch і Switch2 забезпечують умови апроксимації величин відкриття робочих вікон золотників регулятора витрати  $f(z)$  і тиску  $f_1(z_1)$  відповідно.

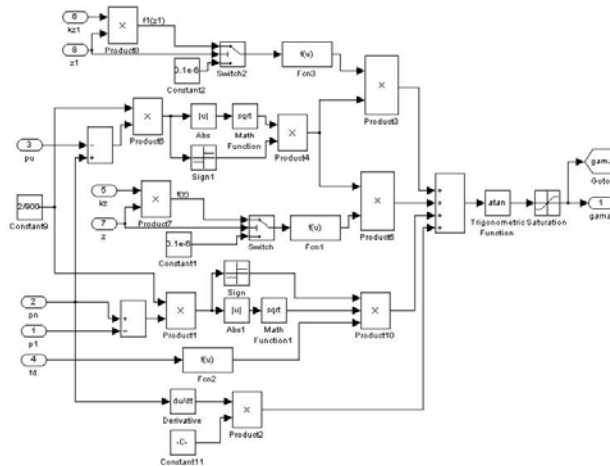


Рис. 3. Блок-схема підсистеми розв'язання рівняння (1) в середовищі MATLAB Simulink

Блок визначення знака сигналу Sign працює у відповідності з таким алгоритмом. Якщо вхідний сигнал блока додатний, то вихідний сигнал рівний 1. Якщо вхідний сигнал блока від'ємний, то вихідний сигнал рівний 1. Якщо вхідний сигнал блока рівний 0, то вихідний сигнал також рівний 0. Застосування блоків Sign і Sign1 в блок-схемі підсистеми розв'язання рівняння (1) (рис. 3) дає можливість врахувати напрямок потоку через дросельні елементи в залежності від співвідношення тисків на вході та виході дросельних елементів.

Блок Saturation обмежує величину вхідного сигналу. Вихідний сигнал блока рівний вхідному, коли його величина не виходить за границю обмеження. По досягненню вхідним сигналом рівня обмеження вихідний сигнал блока перестає змінюватися і залишається рівним границі. Це забезпечує знаходження кута повороту планшайби насоса в допустимих межах  $0 \leq \gamma \leq 0,6$  рад.

При роботі математичної моделі був отриманий перехідний процес в системі, який дозволив визначити динамічні характеристики змінних, що описують стан системи управління. Такі величини як  $p_H$ ,  $\gamma$ ,  $p_C$ ,  $z$  і  $z_1$  розглядалися як змінні, що описують стан гідроприводу.

В результаті аналізу і обробки даних отриманих за допомогою математичної моделі складено зведену табл. 1, в якій визначено вплив основних конструктивних параметрів системи управління на показники якості перехідного процесу змінних стану системи управління.

Таблиця 1

**Вплив основних параметрів системи управління на динамічні характеристики змінних стану системи**

Параметри системи управління	Значення (діапазон зміни)	Одиниця вимір-ня	Вплив на динамічні характеристики			
			$t_p$	$k$	$\sigma$	
$d_p$	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	м	–	–	++	
$d_{p1}$	$(4,0...10,0) \cdot 10^{-3}$	м	++	++	++	
$c_p$	$(0,8...4,0) \cdot 10^4$	Н/м	+	–	++	
$c_{p1}$	$(3,0...10,0) \cdot 10^4$	Н/м	++	++	++	
$k_Z$	$(0,5...4,0) \cdot 10^{-3}$	м	++	++	+	
$k_{Z1}$	$(0,25...4,0) \cdot 10^{-3}$	м	+	++	–	
$b_p$	5...1000	Н·с/м	++	+	+	
$b_{p1}$	5...1000	Н·с/м	–	–	–	
$f_0$	при роботі РВ	$(0,5...1,5) \cdot 10^{-6}$	м <sup>2</sup>	+	–	+
	при роботі РТ			++	+	+

„++” – сильно впливає (70-100% від максимальної величини)

„+” – помітно впливає (30-70%)

„–” – слабо впливає (5-30%)

„0” – не впливає (до 5%)

Час регулювання в гідроприводі  $t_p$  визначався за моментом входження величини змінної в  $\pm 5\%$  коридор відносно усталеного значення відповідної змінної. Перерегулювання в гідроприводі визначалося за формулою  $\sigma = \frac{A_{\max}}{A} \cdot 100\%$ , де  $A_{\max}$  – максимальне значення змінної, яка описує стан гідроприводу;  $A$  – усталене значення змінної.

На рис. 4 представлено залежності часу регулювання  $t_p$  та перерегулювання  $\sigma$  змінної стану системи управління, а саме тиску на виході насоса  $p_H$ , від основних параметрів системи управління.

На рисунках по осі абсцис відкладено значення безрозмірних параметрів  $\Pi = \Pi_0 / \Pi_{\max}$ , де  $\Pi_0$  – дійсне поточне значення параметрів,  $\Pi_{\max}$  – максимальне значення параметрів. Максимальні значення параметрів мали величини рівні верхнім границям з діапазону зміни параметрів, що наведені в табл. 1. Крім параметру  $b_p$ , максимальне значення якого було рівним  $b_p = 200$  Н·с/м. Найбільш впливовими на показники якості перехідного процесу є такі параметри регулятора, як  $k_Z$ ,  $b_p$  і  $c_p$ . Приведені результати можуть бути використані при проектуванні системи управління гідроприводом з заданими динамічними характеристиками. Так, при підвищених вимогах до швидкодії можна рекомендувати збільшення жорсткості пружини  $c_p$  і коефіцієнта площі відкриття робочого вікна  $k_Z$  регулятора витрати, зменшенні коефіцієнта кінематичної в'язкості  $b_p$  і діаметра  $d_p$  золотника регулятора витрати, а також зменшенні площі відкриття  $f_0$  робочого вікна дроселя в зливній гідролінії поршня керування планшайбою насоса.

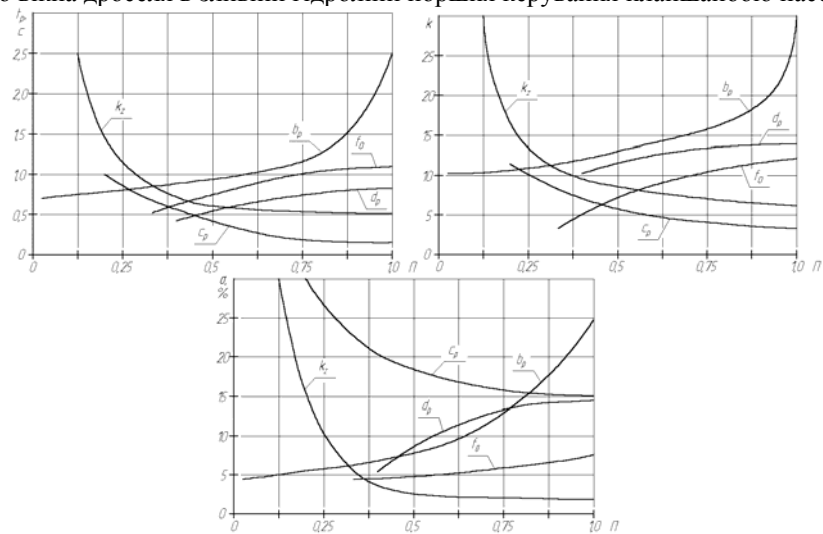


Рис. 4. Вплив основних параметрів системи управління на час регулювання, коливальність і перерегулювання

**Висновки.** Розроблена математична модель системи управління гідроприводом з пропорційним керуванням, яке забезпечує стабілізацію витрати насоса та роботу насоса з постійною потужністю. При роботі математичної моделі визначено вплив основних конструктивних параметрів системи управління на показники якості перехідного процесу змінних стану системи. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні системи управління гідроприводом з заданими динамічними характеристиками.

#### Література

1. Буренніков Ю.А., Козлов Л.Г., Репінський С.В. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2004. – № 5. – С. 88–92.
2. Ju. Burennikov, L. Kozlov, S. Repinskiy, G. Kozlova Modelling of the variable-displacement pump control system using MATLAB Simulink software package //

Tehnomus XIII: Tehnologii și produse noi în construcția de mașini: a XIII-a Conferință Științifică cu participare internațională – Universitatea «Ștefan cel Mare» Suceava. Facultatea de Inginerie Mecanică – Suceava: Editura Universității din Suceava, 2005. – P. 516–520.

3. Козлов Л.Г., Петров О.В. Вибір параметрів зворотного зв'язку в гідроприводі, чутливому до навантаження // Вісник Вінницького політехнічного інституту.– №3. – 2006. – С. 31-42.
4. Козлов Л.Г., Лозінський Д.О. Порівняльна характеристика схем живлення системи керування пропорційним електрогідравлічним розподільником // Вісник Хмельницького національного університету. – №4 Технічні науки – 2006. – С.21-24.
5. Козлов Л.Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням. – Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2000.

УДК 621.512:004.057.2

**Ващенко С.М.**

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА**

Рассматривается применение современных информационных технологий (в частности, САПР) для улучшения вибрационных характеристик кривошипно-шатунного механизма. Построены системная и трехмерная твердотельная параметрическая модели механизма движения и уравнивания поршневого компрессора. Рис.3. Ист.4.

Виброакустические характеристики являются одними из основных показателей качества компрессорного оборудования. Следовательно, проектирование компрессорного оборудования с низкими показателями вибрации является одним из основных направлений развития компрессорной техники, обусловленное требованиями внутреннего и внешнего рынков.

Вибрационные воздействия опасны для технических объектов. Вызванные вибрацией дополнительные знакопеременные напряжения в трубопроводах компрессора приводят к появлению и накоплению повреждений материала, приводящих к образованию усталостных трещин и разрушениям. [1]

Также вибрация может привести к постепенному ослаблению крепежных соединений, вызывая малые относительные смещения сопряженных поверхностей в соединениях деталей. При этом происходит изменение структуры поверхностных слоев, их износ. В подвижных соединениях с зазорами вибрационные воздействия могут вызвать соударения сопрягаемых поверхностей, что может привести к возникновению аварийного характера. К тому же вибрация может вызвать затруднения в применении контрольно-измерительной аппаратуры.

Однако вибрация негативно влияет не только на технические средства, но и на обслуживающий персонал, находящийся вблизи источника вибрации, что также недопустимо. Вибрация приводит к индигированию шума, являющегося важным экологическим показателем рабочей среды человека. Длительное воздействие вибрации нарушает нормальное состояние человека, влияет на производительность труда и качество выполняемой работы. На физиологическом уровне вибрация может привести к проявлению симптомов вибрационной болезни: головная боль, судороги, появление бессонницы и т.д.[1].

Источниками вибрации в поршневых компрессорах являются переменные нагрузки в узлах компрессора, крутильные колебания коленчатого вала, неуравновешенные силы инерции вращающихся и поступательно движущихся масс и моменты этих сил, во-

зникающие при возвратно-поступательном движении кривошипно-шатунного механизма (КШМ).

В настоящее время решение задачи улучшения виброакустических характеристик поршневых компрессоров должно обеспечиваться уже на стадии конструкторской подготовки производства за счет использования геометрических и математических моделей исследуемых систем, с помощью интегрированных систем автоматизированного проектирования поршневого компрессора в целом (САПР ПК) и его подсистем, например, механизма движения и уравнивания (САПР СУПК).

На рынке программных продуктов имеется большое количество CAD/CAE систем, большинство из которых базируется на принципах геометрического моделирования, обеспечивающих автоматизацию только либо расчетных, либо чертежно-графических работ. Поэтому процесс проектирования на основе таких систем заключается в простом переносе изображения с листа бумаги на дисплей монитора, а, следовательно, отсутствует автоматизированное проектирование, в результате которого конструктор мог бы не просто математическую или геометрическую модель компрессора, набор чертежей или иную конструкторско-технологическую документацию, а полноценную электронную модель. Интегрированная САПР позволит создавать динамические пространственные модели, отражающие полную структуру изделия, его взаимодействие с оборудованием, инструментом и исполнителями на всех этапах жизненного цикла изделия [2].

Реализация такого подхода к разработке САПР требует четкой детализации структуры изделия до уровня конструктивно-технологических элементов, их идентификации и выбора рациональной системы условных обозначений для различных классов элементов. При этом изделие представляется в виде динамического объекта, изменяющего свою структуру и геометрию согласно техническому заданию. Учет этих требований при разработке САПР поршневого компрессора в целом, а также САПР СУПК в частности, позволяет сформулировать требования к информативности моделей изделия, организовать информационный обмен в процессе конструкторско-технологической подготовки производства, обеспечить непрерывность поддержки жизненного цикла изделия. Такой подход требует применения системных методов проектирования.

Опыт последнего десятилетия показал, что для создаваемых сложных систем, к которым относится поршневой компрессор, эффективный проект может быть разработан только на основе системного подхода, в рамках которого метасистема «*поршневой компрессор*» рассматривается как комплекс отдельных подсистем. Постепенное детальное рассмотрение каждой из подсистем как отдельной системы позволяет создать структурную схему поршневого компрессора. Такое применение системного подхода позволяет не только выделить отдельные подсистемы и элементы метасистемы, но и определить связи между ними, а также учесть их влияние друг на друга. Использование структурной декомпозиции обеспечивает изучение процессов в компрессоре как единое целое, но через набор отдельных компонентов.

Следуя изложенным принципам и с учетом требований стандарта IDEF0 были построены структурно-функциональные диаграммы механизма движения и уравнивания поршневого компрессора (рис. 1) [3].

В настоящее время основной целью проектирования изделия является получение рабочей документации – в первую очередь, чертежей. Однако в инженерной практике часто возникает потребность в исследовании трехмерных геометрических моделей уже на стадии проектирования.

Традиционно они изучаются с помощью чертежей, по которым их трехмерный образ определяется таким субъективным фактором, как пространственное мышление проектировщика. Поэтому процесс весьма неточен, трудоемок особенно для объектов, которые имеют сложные геометрические формы и большое количество составных деталей, и не всегда приводит к определению формы предмета, и никоим образом не позволяет исследовать его кинематические и динамические характеристики [4].

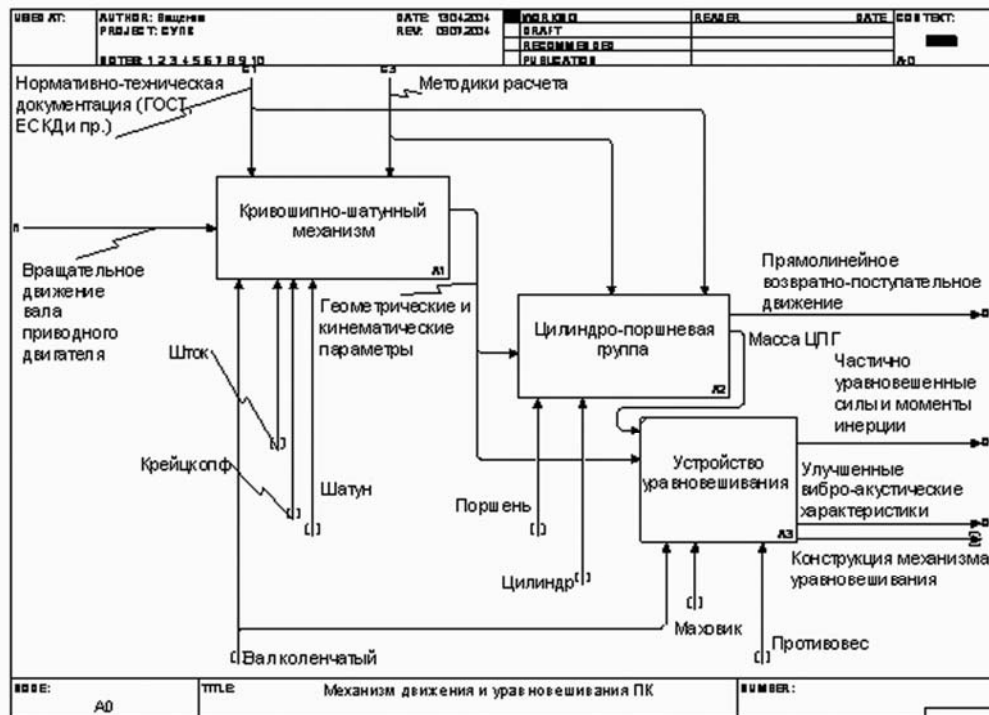


Рис.1. Структурно-функциональная схема механизма движения и уравновешивания поршневого компрессора

Решение вышеописанной проблемы может быть достигнуто только переходом к твердотельному моделированию, применение которого обеспечивает следующие преимущества:

- компьютерное моделирование процесса изготовления и сборки проектируемого изделия за счет создания его точного трехмерного геометрического образа;
- возможность динамической визуализации процессов сборки/разборки изделия;
- автоматизированная генерация чертежной документации;
- построение параметрических рядов проектируемого изделия и его компонентов с возможностью быстрого внесения изменений;
- значительное сокращение времени, конструкторско-технологической подготовки производства.

Перечисленные выше аспекты в совокупности обеспечивают значительное повышение качества выпускаемой продукции еще на этапе проектирования за счет исключения ошибок конструирования.

С использованием структурных диаграмм деталей КШМ, полученных в процессе структурной декомпозиции в пакете Mechanical Desktop 6.0, были построены соответствующие трехмерные твердотельные параметрические модели (рис.2, 3).

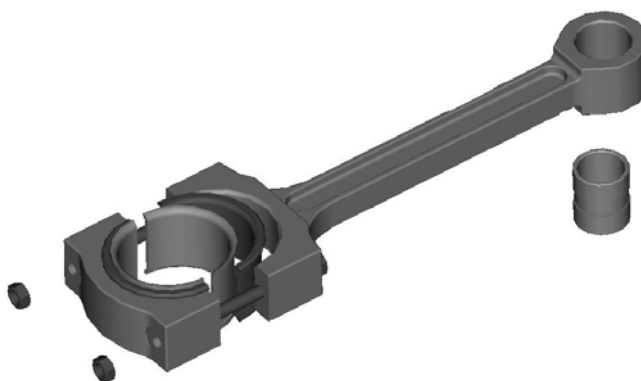


Рис.2. Трехмерная модель шатуна

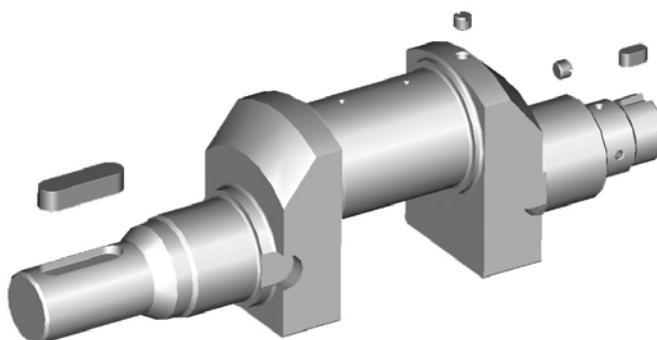


Рис. 3. Трехмерная модель коленчатого вала

На базе системного подхода была разработана САПР СУПК, которая позволяет:

- получить электронную модель СУПК;
- импортировать в автоматизированном режиме в расчетный модуль САПР СУПК основные геометрические параметры из трехмерной модели, что приводит к обеспечению целостности данных, позволяет обеспечить работу с данными в едином формате;
- на основе разработанных реляционных баз данных стандартизированных, унифицированных и уникальных деталей производить операции обновления данных (добавление, удаление, редактирование);
- в автоматическом режиме осуществлять подбор требуемых геометрических и кинематических параметров из баз данных;
- в кратчайшие сроки выполнять основные конструктивные (например, уточнение геометрии поршневого пальца) и прочностные расчеты (например, определение расчетных напряжений в днище поршня, расчет коленчатого вала на прочность и др.);
- согласно основным уравнениям выполнять динамический расчет с автоматическим построением диаграмм сил и моментов для определения их значений, а также расчет противовесов;
- в автоматизированном режиме сохранять результаты расчетов не только в виде расчетно-пояснительной записки в формате текстового файла MS Word но и в базе данных с целью исключить возможность выполнения повторяющихся расчетов;

- осуществлять вариантное проектирование (быстро вносить изменения в модель и выполнять перерасчет основных параметров).

Использование САПР СУПК позволяет получить следующие преимущества:

- сокращение сроков конструкторско-технологической подготовки производства за счет автоматизации данного процесса;
- создание параметрических баз данных типовых деталей механизма движения и уравнивания поршневого компрессора;
- улучшение виброакустических характеристик поршневого компрессора за счет более точного определения центра движущихся масс и учета этих данных при определении основных параметров компрессорной установки;
- уменьшение затрат на натурное исследование в процессе разработки изделий за счет использования математических моделей;
- уменьшение затрат на доводочные испытания за счет более точного определения центра движущихся масс.

### Л и т е р а т у р а

1. Вибрации в технике: Справочник. Т.6 / Ред. совет: В.Н. Челомей(пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.
2. Концевич В.Г. Применение методологии SADT для структурного анализа и проектирования САПР поршневых компрессоров // Тези доповідей 1-ої міжн. наук.-техн. конф. «Машинобудування та металообробка – 2003». – Кіровоград: КДТУ, 2003, – С. 105-107.
3. Ващенко С.М. Разработка структурной схемы конструктивных и технологических элементов механизма движения поршневого компрессора// Вісник Сумського державного університету, №1(73), 2005 – с. 166 – 171.
4. Куприков М.Ю. Твердотельное моделирование - новый подход к вопросам проектирования и подготовки технической документации - <http://nit.miem.edu.ru/cgi-bin/article?id=76>

УДК 628.34+532.528

**Веретельник Т.И.**

### **ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КАВИТАЦИИ В СИСТЕМАХ ВОДООЧИСТКИ ЧЕРКАССКОГО ОАО «АЗОТ»**

Проведен анализ существующих физико-химических методов очистки сточных вод. Предложена технологическая схема очистки сточных вод с использованием ультразвуковой кавитации. Рис.2. Ист.13.

#### **Введение**

Защита окружающей среды от выбросов вредных веществ находится в центре внимания любого цивилизованного общества. В интересах настоящего и будущего поколений необходимо использовать все условия для сохранения в чистоте воздуха и воды, для обеспечения воспроизводства богатств и улучшения окружающей человека среды.

Улучшение экологической обстановки за счет повышения эффективности стоков и снижения удельных энергозатрат на эти процессы является одной из важнейших проблем. Экологические проблемы в производстве неразрывно связаны с вопросами очистки сточных вод.

По своему составу сточные воды представляют собой широкий спектр жидкостей, включающих в себя различные химические элементы, органические и неорганические добавки. На сегодня на очистных сооружениях г. Черкассы актуальным есть вопрос эффективной очистки сточных вод от тяжелых металлов.

Источниками загрязнений среды тяжелыми металлами служат различные отрасли народного хозяйства: в первую очередь гальваническое производство, предприятия химического и машиностроительного комплекса, а также кожевенное.

Установлено, что тяжелые металлы даже при малых концентрациях могут оказывать воздействие на здоровье человека, вызывать тяжелые патологии жизненно важных органов, вызывать хрупкость костной ткани. Большую опасность представляют тератогенные свойства тяжелых металлов.

Чаще всего, в производственной практике для удаления тяжелых металлов используют реагентный и электрокоагуляционный метод очистки. Недостатками этих способов являются высокий расход реагента и электроэнергии, большая величина площадей, занимаемая очистными сооружениями и их высокая стоимость [1-5].

Решение этой проблемы лежит в применении технологии очистки, позволяющей во-первых использовать недорогое, компактное но эффективное оборудование и во-вторых снижать эксплуатационные затраты. Поэтому перспективным представляется проведение комплекса исследований, решающих задачу интенсификации традиционных способов очистки сточных вод.

Одним из перспективных, но малоизученных методов воздействия на вещества для интенсификации технологических процессов является метод, основанный на использовании эффектов кавитации [6-7]

В зависимости от параметров ультразвуковой обработки, количественного и качественного состава обрабатываемой среды, конструкции применяемого аппарата воздействия ультразвуковых колебаний на различные технологические процессы в жидких средах позволяет изменить скорость процессов, протекающих между двумя или несколькими неоднородными средами, сюда относятся: растворение, очистка, обезжиривание, дегазация, измельчение, пропитка, эмульгирование, коагулирование, диспергирование, экстрагирование, кристаллизацию, полимеризацию, гомогенизацию, химические и электрохимические реакции и др. [8-10]

Учитывая высокую токсичность стоков, содержащих тяжелые металлы, а также недостатки традиционных методов очистки, представляется актуальной проблема изучения воздействия ультразвуковой кавитации на традиционные физико-химические методы обезвреживания и решение задачи внедрения в производство интенсификации очистки сточных вод с применением эффектов кавитации.

Цель работы изучения влияния ультразвуковой кавитации на процесс очистки сточных вод в сочетании с традиционными физико-химическими методами очистки.

#### **Анализ применяемых физико-химических способов очистки сточных вод от тяжелых металлов.**

Промышленные и бытовые сточные воды могут содержать как органические, так и неорганические загрязнения в нерастворенном, коллоидном и растворном виде [1].

Состав сточных вод зависит от технологического процесса производства, применяемых компонентов, промежуточных изделий и продуктов, выпускаемой продукции, состава исходной воды, местных условий и факторов, в том числе органических кислот, аминокислот, протеинов, жиров, тяжелых металлов, рассеянных элементов и комплексных соединений [2,3].

Химические свойства и токсичность наиболее распространенных тяжелых металлов-загрязнителей суммированы в таблице 1 [1].

Известно, что существенный урон природным источникам воды наносят предприятия химической, нефтеперерабатывающей, автомобильной промышленности, а также, тепловые и атомные станции. Это можно объяснить тем, что использование традиционных методов очистки сточных и бытовых вод, включающих механическую, биохимическую (биологическую), физико-химическую (реагентную), не позволяет создать замкнутый оборот воды на предприятиях ценные компоненты сточных вод, а также обеспечить экономически целесообразную их утилизацию.

Биогеохимические свойства тяжелых металлов

№ п/п	Свойства	Ni	Co	Cu	Zn	Cd	Hg	Pb
1	Биохимическая активность	В	В	В	В	В	В	В
2	Токсичность	У	У	У	У	В	В	В
3	Концерогенность	В	В	?	В	В	?	?
4	Обогащение аэрозолей	Н	Н	В	В	В	В	В
5	Распространенность минеральной формы	Н	В	Н	Н	В	В	В
6	Распространенность органической формы	В	В	В	В	В	В	В
7	Тенденция к биоконцентрированию	В	В	У	У	В	В	В
8	Эффективность накопления	У	У	В	В	В	В	В
9	Комплексообразующая способность	Н	Н	В	В	У	У	Н
10	Склонность к гидролизу	У	Н	В	В	У	У	У
11	Растворимость	Н	Н	В	В	В	В	В
12	Время жизни	В	В	В	В	Н	Н	Н

Условные обозначения: В – высокая, У – удовлетворительная, Н - низкая

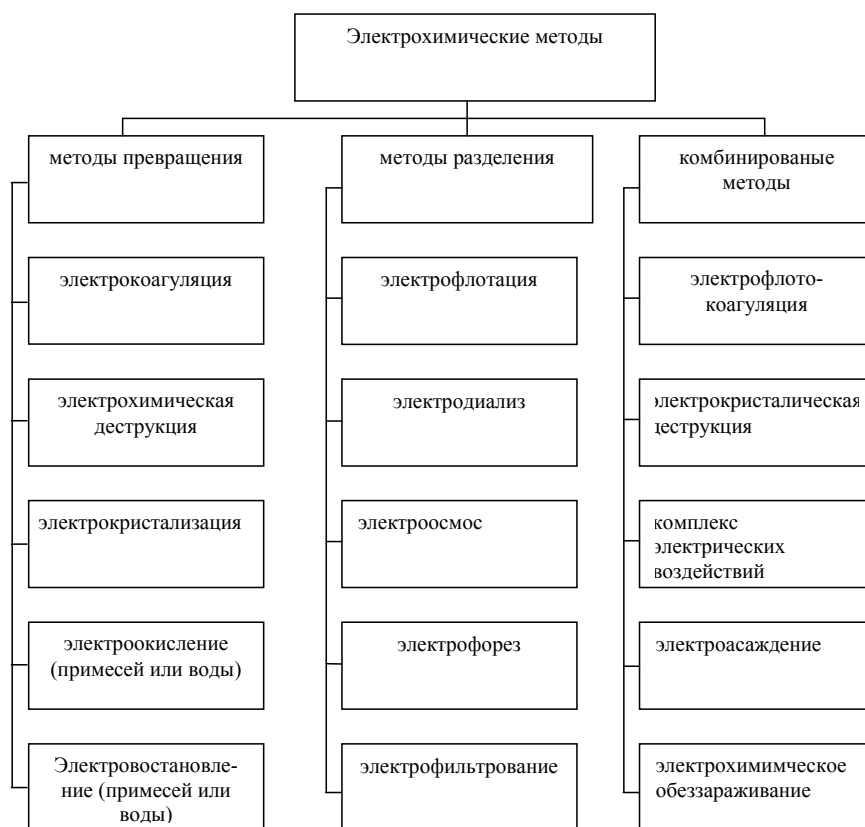


Рис. 1. Классификация электрохимических методов обработки воды [11]

В качестве примеров можно отметить, что до настоящего времени нет надежных и эффективных схем очистки сточных вод химических предприятий, очистки различных стоков нефтепродуктов и отработанных смазочно-охлаждающих жидкостей от тяжелых металлов и радионуклидов [5,6]. Известно большое количество методов извлечения тяжелых металлов из промышленных сточных вод. Наиболее используемые методы подра-

зделяются на: реагентные, биохимические, электрохимические, сорбционные, мембранные, комбинированные. Каждый из них имеет свои преимущества и недостатки. Стоит отметить, что одной из наиболее распространенных групп методов очистки сточных вод от тяжелых металлов являются электрохимические методы, которые все более широкое применение [4].

К ним относятся процессы анодного окисления и восстановления, электрофлокуляции и электродиализа [10]. Все эти процессы протекают на электродах при пропускании через раствор электрического тока.

Основываясь на законах физической химии, электрохимии и положений химической технологии возможно разделить все электрохимические методы очистки воды на три основные группы: методы превращения, методы разделения и комбинированные методы (рис. 1) [2,12]

Основной механизм очистки обусловлен увеличением подвижности ионов и скоростью диффузионных процессов.

Первая группа методов обеспечивает изменение физико-химических и фазово-дисперсных характеристик загрязнения с целью их обезвреживания или быстрого извлечения из воды.

Вторая группа методов предназначена для концентрирования примесей в локальном объеме электролита без существенного изменения фазово-дисперсных или физико-химических свойств извлекаемых веществ.

К третьей группе относятся методы, которые предполагают совмещение одного или нескольких методов превращения и разделения загрязнений в одном аппарате [13].

#### Технологическая схема очистки сточных вод

Нами были исследованы очистные сооружения Черкасского ОАО «Азот», которые в настоящее время принимают одним потоком принимают бытовые и производственные стоки всех работающих предприятий г.Черкассы

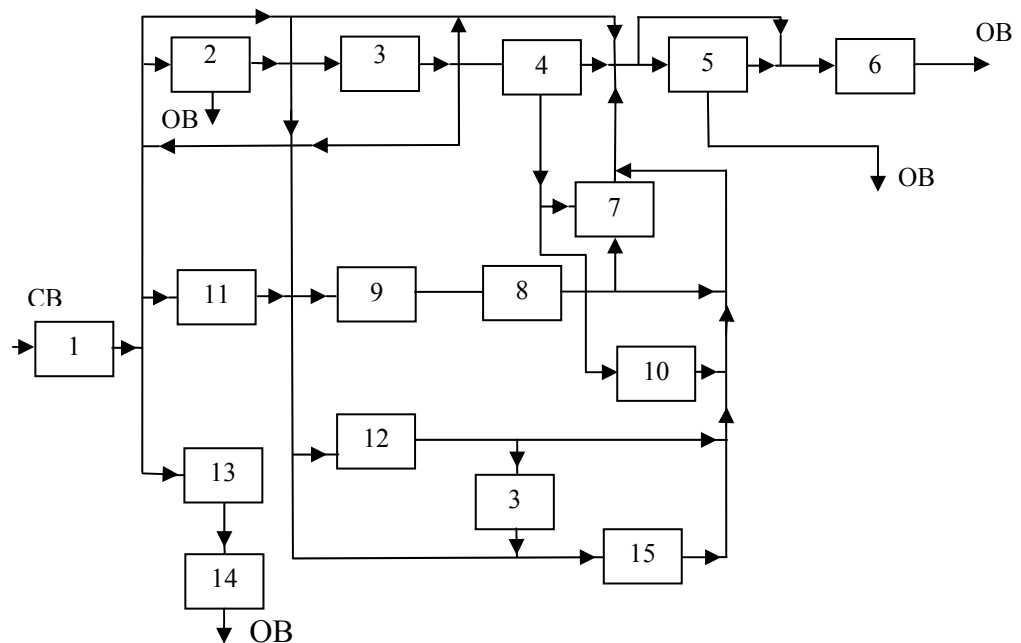


Рис.2 Обобщенная технологическая схема ОСВ СВ- сточная вода; ОВ-очищенная вода.

- 1-механическая очистка; 2-отстаивание; 3-коагумирование, фильтрация; 4-адсорбция; 5-хлорирование; 6-отстаивание в прудах; 7-электродиализ; 8-кавитатор ультразвуковой; 9-флотация; 10-ионный обмен; 11-нейтрализация; 12-фильтрация; 13термическое обезвреживание; 14 абсорбция; 14-полная биологическая очистка

Бытовые и производственные сточные воды с суммарным расходом, порядка 120 тыс.м<sup>3</sup>/сут. (отношение бытовых сточных вод к производственным составляет 6:1) поступают в усреднитель, где смешиваются и подаются через решетки и песколовки в первичные отстойники. С первичных отстойников сточная вода поступает в аэротенки, а затем во вторичные отстойники откуда через резервуар в водохранилище. Это традиционная схема очистки сточных вод.

Мы предлагаем обобщенную технологическую схему очистки сточных вод для г.Черкасы (рис.2) с использованием ультразвуковых кавитаторов.

#### **Выводы**

Показано, что ультразвуковая кавитация является одной из главных причин интенсификации технологических процессов. Предложена обобщенная технологическая схема очистки сточных вод, включающей ультразвуковое оборудование.

#### **Литература**

1. Волоцков Ф.П. Очистка и использование сточных вод и гальванических производств. М.: Химия, 1983. – 133 с.
2. Костюк В.Н. Очистка сточных вод машиностроительных предприятий. Л.: Химия, 1990. – 227 с.
3. Когановский А.М. Очистка и использование сточных вод в промышленном водоснабжении. М.: Химия, 1983. – 123 с.
4. Запольский А.Н. Очистка сточных вод гальванических покрытий. – Киев: Техника, 1975, - 290 с.
5. Инженерная защита окружающей среды. Очистка вод. Утилизация отходов /Под ред. Ю.А. Бирмана и Н.Г. Вурдовой. – М.: Ассоциация строительных вузов, 2002. – 250 с.
6. О.М. Яхно., А.Д. Коваль, Л.И. Пищенко, В.П. Пасканов, Н.Н. Яске Кавитация в переработке нефти. – Киев: Світ, 1999, - 264 с.
7. Патент №ИА 55323, Чорний В.І., Луговський О.Ф., Мовчанок А.В. Спосіб обробки і очистки рідини та пристрій для його використання, Бюл. №3 17.03.03.
8. Фридман В.М. Ультразвуковая химическая аппаратура. – М.: Машиностроение. – 1967. – 212 с.
9. Агранат Б.А. Основы физики и техники ультразвука. М.: Высшая школа, 1987. – 352 с.
10. Гвоздев В.Д., Ксенофонов Б.С. Очистка производственных сточных вод и утилизация осадков. М.: Химия, 1985. – 112 с.
11. Очистка промышленных сточных вод /Под ред. Кравнеца В.И. – Киев: Техника, 1974. – 300 с.
12. Электрокоагуляторы для очистки промышленных стоков. Харьков: Вища школа, 1983. – 240с.
13. Нецадин С.В. Эколого-химические аспекты гальванокоагуляционного метода очистки производственных сточных вод, содержащих ионы тяжелых металлов. Москва. ИКЦ; 2004 – 141 с.

УДК 536.24:614.123.24

**Виноградов А.Г.**

#### **РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОБМІН НА СТІНЦІ РЕЗЕРВУАРА ДЛЯ НАФТОПРОДУКТІВ ПІД ЧАС ПОЖЕЖІ**

Виконано теоретичний аналіз часової залежності температури стінки резервуара для нафтопродуктів, що перебуває під впливом променистих та конвективних теплових потоків під час пожежі. Визначено вплив параметрів теплообміну на час досягнення критичної температури руйнування резервуара.

#### **1. Вступ**

Пожежі на складах нафти і нафтопродуктів завжди пов'язані зі значними матеріальними збитками та несуть загрозу екологічного забруднення довкілля. Незважаючи на низку протипожежних заходів, такі пожежі й дотепер періодично трапляються, а тому їх дослідження є актуальними. У роботі представлена методика наближеного розрахунку параметрів радіаційно-конвективного теплообміну на стінці вертикального сталевго резервуара під час пожежі. Раніше виконані теоретичні розрахунки [1] стосовно цієї про-

блеми не враховували належним чином вплив променистих теплових потоків, а тому вимагають удосконалення.

## 2. Результати розрахунків

Найбільш істотними в процесі теплообміну є наступні теплові потоки, баланс яких визначає температуру стінки: 1) променистий потік  $Q_1$  «полум'я – стінка»; 2) конвективний потік  $Q_2$  «полум'я – стінка»; 3) променистий потік  $Q_3$  «стінка – повітря»; 4) конвективний потік  $Q_4$  «стінка – повітря». Теплові потоки  $Q_1$  і  $Q_2$  діють усередині резервуара й призводять до нагрівання стінки резервуара; потоки  $Q_3$  і  $Q_4$  діють зовні й призводять до охолодження стінки. Для кожного з них густина теплового потоку (з відповідними індексами) визначається відомими співвідношеннями [2]:

$$\begin{aligned} q_1 &= \sigma \cdot \varepsilon_3 \cdot (T_1^4 - T^4), \\ q_2 &= \alpha_1 \cdot (T_1 - T), \\ q_3 &= \sigma \cdot \varepsilon_2 \cdot (T^4 - T_2^4), \\ q_4 &= \alpha_2 \cdot (T - T_2), \end{aligned}$$

де  $T_1$  – температура полум'я;  $T_2$  – температура зовнішнього повітря;  $T$  – температура стінки;  $\sigma$  – стала Стефана–Больцмана;  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі, відповідно, на внутрішній і зовнішній поверхнях стінки резервуара;  $\varepsilon_1$  – коефіцієнт чорноти полум'я;  $\varepsilon_2$  – коефіцієнт чорноти стінки резервуара;  $\varepsilon_3$  – зведений коефіцієнт чорноти при теплообміні «полум'я – стінка»:

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}.$$

Приріст кількості теплоти стінки визначається тепловим балансом:

$$dQ = dQ_1 + dQ_2 - dQ_3 - dQ_4.$$

Звідси отримаємо рівняння в диференціалах:

$$c \cdot \rho \cdot d \cdot dT = \left[ \sigma \cdot \varepsilon_3 \cdot (T_1^4 - T^4) - \sigma \cdot \varepsilon_2 \cdot (T^4 - T_2^4) + \alpha_1 \cdot (T_1 - T) - \alpha_2 \cdot (T - T_2) \right] \cdot dt, \quad (1)$$

де  $t$  – час теплообміну;  $c$  – питома теплоємність матеріалу стінки (сталь);  $\rho$  – його густина;  $d$  – товщина стінки.

Необхідно визначити час нагрівання стінки до критичної температури  $T_{кр}$ , вище якої розпочинається суттєве деформування резервуара і його необоротне виведення з експлуатації. Такою температурою, за оцінками, є  $T_{кр} \approx 1000$  К.

Час нагрівання до певної температури  $T$  знайдемо інтегруванням рівняння (1):

$$t = \int_{T_2}^T \frac{c \cdot \rho \cdot d}{\sigma \cdot \varepsilon_3 \cdot (T_1^4 - T^4) - \sigma \cdot \varepsilon_2 \cdot (T^4 - T_2^4) + \alpha_1 \cdot (T_1 - T) - \alpha_2 \cdot (T - T_2)} \cdot dT. \quad (2)$$

Коефіцієнти тепловіддачі визначаються з відповідних критеріальних рівнянь конвективного теплообміну на вертикальній стінці [3]:

$$Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n. \quad (3)$$

Для прикладу візьмемо резервуар типу РВС-1000 номінальною ємністю  $1000 \text{ м}^3$ , наповнений бензином на  $3/4$  об'єму. Розрахунки виконано для таких температурних умов: температура полум'я  $T_1 = 1500$  К, температура зовнішнього повітря  $T_2 = 300$  К. Розрахунок за стандартною методикою [3] дозволяє знайти орієнтовні значення чисел Грасгофа  $Gr$  і Прандтля  $Pr$ , визначити константи  $C$  та  $n$  і далі знайти з рівняння (3) орієнтовні значення чисел Нуссельта  $Nu$ . Знайдені таким чином чисельні значення коефіцієнтів тепловіддачі:  $\alpha_1 \approx 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\alpha_2 \approx 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Щоб задати параметри променистого теплообміну, були використані рекомендовані значення [4]:  $\varepsilon_1 \approx \varepsilon_2 \approx 0,5$ . Інші параметри визначені з довідникових даних.

Оскільки параметри  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  в кожному випадку можуть бути розраховані за наближеними методиками, необхідно визначити, наскільки помилка у визначенні кож-

ного з цих параметрів впливає на результат розрахунку. Крім того, важливо визначити вплив цих параметрів на динаміку процесу теплообміну під час пожежі. Із цією метою співвідношення (2) було використане для побудови залежностей часу нагрівання  $t$  від кожного з цих параметрів за умови, що інші параметри є фіксованими із зазначеними вище значеннями.

Графіки відповідних залежностей отримані за допомогою пакету прикладних програм MathCAD-11, оскільки отримати їх в аналітичному вигляді зі співвідношення (2) неможливо.

На рис. 1 представлена залежність, яка визначає час досягнення стінкою резервуара певної температури  $T$  при визначених вище умовах теплообміну (внаслідок технічних особливостей роботи програми вісь температури на рис. 1 позначена літерою  $x$ ). Залежність має асимптотичний характер, оскільки температури стінки не перевищує певне максимально досяжне значення  $T_m$ , яке визначається балансом теплових потоків.

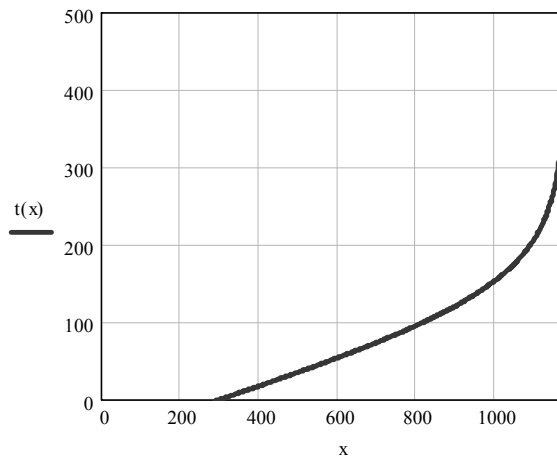


Рис. 1. Залежність часу нагрівання  $t$ , с від кінцевої температури стінки  $x$ , К

Температура  $T_m$  може бути знайдена як розв'язок рівняння:

$$\sigma \cdot \varepsilon_3 \cdot (T_1^4 - T_m^4) - \sigma \cdot \varepsilon_2 \cdot (T_m^4 - T_2^4) + \alpha_1 \cdot (T_1 - T_m) - \alpha_2 \cdot (T_m - T_2) = 0.$$

Розрахована в MathCAD залежність максимально досяжної температури  $T_m$  від температури полум'я  $T_1$  представлена на рис. 2.

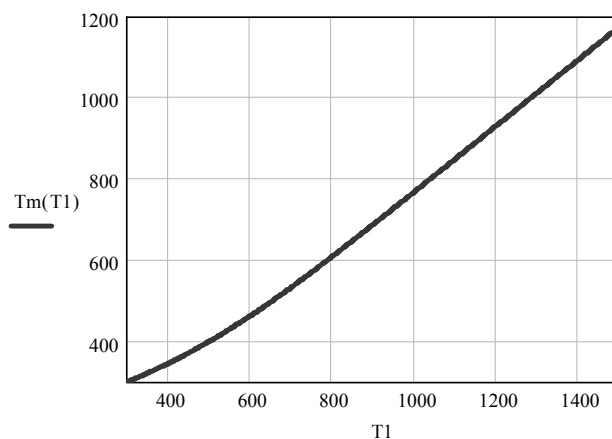


Рис. 2. Залежність максимально досяжної температури стінки  $T_m$ , К від температури полум'я  $T_1$ , К

Вплив зміни коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  на час нагрівання стінки до критичної температури є малосуттєвим у межах їх реальних значень, про що свідчать залежності, представлені на рис. 3 і рис. 4. Це говорить про те, що конвективний теплообмін у загальному балансі теплових потоків менше впливає на температуру стінки, порівняно з радіаційним теплообміном. Цей висновок підтверджується також відповідними чисельними розрахунками.

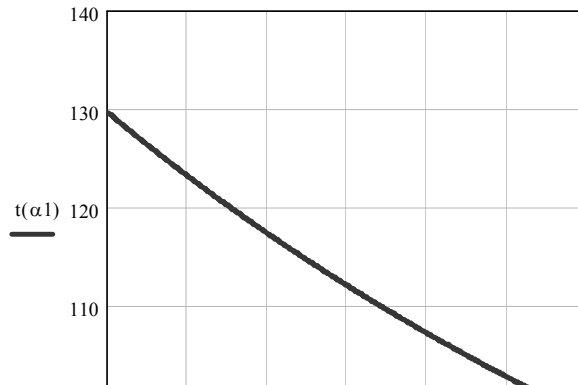


Рис. 3. Залежність часу нагрівання  $t$ , с від коефіцієнта тепловіддачі на внутрішній поверхні резервуара  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К)

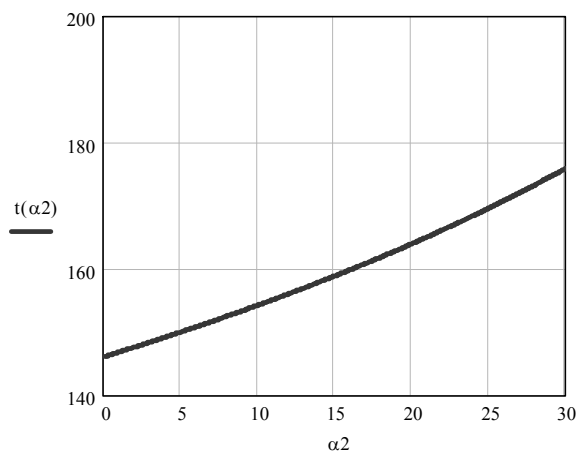


Рис. 4. Залежність часу нагрівання  $t$ , с від коефіцієнта тепловіддачі на зовнішній поверхні резервуара  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К)

Коефіцієнт чорноти полум'я  $\epsilon_1$  залежить від виду горючої рідини (нафта, мазут, бензин тощо) та від умов її горіння. Існують методики його розрахунку (див., наприклад, [3]). Необхідно визначити, наскільки суттєво величина коефіцієнта чорноти полум'я впливає на теплообмін стінки резервуара під час пожежі. Результат розрахунку залежності часу нагрівання до критичної температури від  $\epsilon_1$  представлений на рис. 5. Асимптотичний характер залежності при низьких значеннях  $\epsilon_1$  підтверджує визначений вище висновок про те, що для зазначених величин параметрів теплообміну основний вклад у нього дає радіаційна складова теплового потоку. При низьких значеннях  $\epsilon_1$  (низький рі-

вень теплового випромінювання) час нагрівання стінки до критичної температури необмежено зростає.

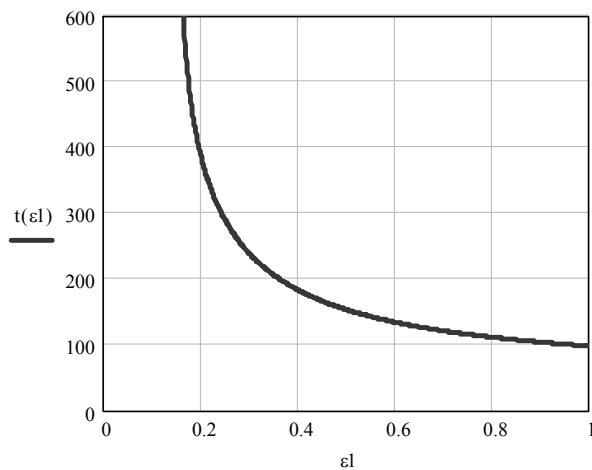


Рис. 5. Залежність часу нагрівання  $t$ , с від коефіцієнта чорноти полум'я  $\epsilon_1$

Коефіцієнт чорноти стінки  $\epsilon_2$  залежить від стану її забруднення нафтопродуктами, а також, у деяких випадках, наслідками попередніх пожеж. Вплив цієї величини на час нагрівання стінки до критичної температури представлений графіком на рис. 6. Характер цієї залежності подібний до залежності на рис. 5, але дещо більш пологий, тобто коефіцієнт чорноти стінки  $\epsilon_2$  впливає на теплообмін у меншій мірі, порівняно з коефіцієнтом чорноти полум'я  $\epsilon_1$ . Це пов'язано з тим, що при підвищенні величини  $\epsilon_2$  одночасно зростають теплові потоки  $Q_1$  (нагрівання стінки) і  $Q_3$  (охолодження).

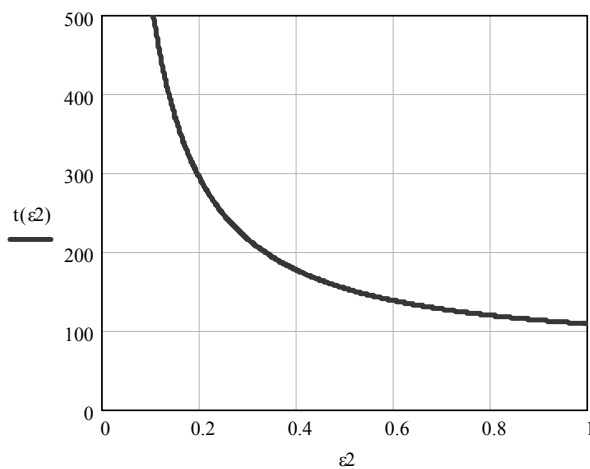


Рис. 6. Залежність часу нагрівання  $t$ , с від коефіцієнта чорноти стінки  $\epsilon_2$ .

### 3. Висновки

Теоретичний аналіз процесів теплообміну під час пожежі на резервуарі для нафтопродуктів дозволив виконати кількісні розрахунки залежності часу нагрівання стінки резервуару до критичної температури від ряду термодинамічних параметрів.

Згідно з отриманими результатами, час досягнення критичної температури стінки резервуара становить близько 150 с після початку пожежі. Це максимальний час на реагування відповідних технічних засобів охолодження стінки, призначених для збереження резервуара в стані, придатному для подальшої експлуатації. Цілком очевидно, що за такий короткий час відповідне реагування можливе лише при застосуванні автоматичних систем пожежогасіння. При цьому може бути використана методика охолодження зовнішньої поверхні стінки струменем води, розрахунок якої представлений у роботах [1,5].

Вплинути на час досягнення критичної температури стінки резервуара (за відсутності технічних засобів охолодження) можливо за рахунок, перш за все, параметрів  $T_1$  (температура полум'я),  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  (коефіцієнти чорноти полум'я і стінки).

Розраховані залежності параметрів теплообміну дозволять використати їх при проведенні пожежно-профілактичних заходів на складах нафти і нафтопродуктів, а також при виконанні теоретичних модельних розрахунків прогнозованої ефективності цих заходів.

### Література

1. Виноградов А.Г., Бурлаченко А.П. Методика розрахунку температури стінки резервуара для пально-мастильних матеріалів під час пожежі// Бюлетень пожежної безпеки. – 2002. – № 6 (17). – С. 5-6.
2. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. і др. Теплотехника. – М.: Высш. школа, 1999. – 671 с.
3. Кошмаров Ю.А., Башкирцев М.П. Термодинамика и теплопередача в пожарном деле. – М.: ВИПТШ МВД СССР, 1987. – 444 с.
4. Башкирцев М.П., Бубырь Н.Ф., Минаев Н.А., Ончуков Д.Н. Основы пожарной теплофизики. – М.: Стройиздат, 1984. – 200 с.
5. Дендаренко Ю.Ю., Виноградов А.Г., Дядченко О.І., Шеренков І.А. Новий підхід до охолодження резервуарів з нафтою та нафтопродуктами під час пожежі// Профілактика пожеж в Україні та застосування засобів пожежної автоматики. Матеріали конференції. – Черкаси, 2001. – С. 134-139.

УДК 621.225

**Гавриленко О.М., Кулініч С.П.**

### **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ДЛЯ СИНХРОННИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ**

Розглянуто можливості застосування гідравлічних приводів для паперорізальних машин, проведено аналіз заходів, які дозволяють забезпечити роботу гідравлічного приводу в складі машини, та поставлено задачі для дослідження характеристик приводу. Рис.1, Дж.3.

#### **Вступ**

Синхронізації руху робочих органів полягає в забезпеченні строго погодженого в часі їхніх переміщень, швидкостей, прискорень. Оскільки розглядаються робочі органи гідравлічного приводу, мова йде практично про синхронізацію переміщень гідравлічних двигунів.

Узгодження переміщення гідродвигунів залежить від таких параметрів [1]:

- величина й характер робочих навантажень;
- внутрішнє й зовнішнє тертя в гідравлічних і механічних ділянках привода,
- величина переміщень, швидкості й прискорення вихідної ланки двигуна;
- здатності рідини стискуватися й наявності в ній повітря;
- жорсткості вузлів привода;

- температурних змін у механічних і гідравлічних елементах;
- в'язкості робочої рідини;
- відхилення від номінальних значень і зміни розмірів і характеристик робочих органів контрольно-регулюючої апаратури.

Завдання синхронізації полягають в забезпеченні припустимих значень непогодженості руху двох або більше робочих органів.

#### **Математична модель гідравлічного приводу**

Умовою абсолютної синхронізації є пропорційність переміщення (лінійних переміщень або кутів повороту) гідродвигунів за часом. Цю умову для гідродвигунів, рух яких необхідно синхронізувати, можна записати в наступному вигляді [2]:

$$\begin{aligned}L_1 &= kL_2 \\ \frac{dL_1}{dt} &= k \frac{dL_2}{dt} \\ \frac{d^2L_1}{dt^2} &= k \frac{d^2L_2}{dt^2}\end{aligned}\tag{1}$$

де  $L_1$ ,  $L_2$  – лінійні або кутові (кути повороту) переміщення гідродвигунів, рух яких необхідно синхронізувати;  $k$  – коефіцієнт пропорційності.

У сталому режимі приводи характеризуються сталістю погрішності: положення, швидкості або прискорення. Будь який реальний привід для синхронних переміщень являє собою конкретну реалізацію одного з рівнянь системи (1). Необхідно відзначити, що для гідравлічних приводів, які застосовуються в паперорізальних машинах, головна увага приділяється забезпеченню необхідної погрішності синхронізації по положенню, оскільки вона визначає можливість їхнього застосування

Для синхронізації руху гідродвигунів можна використати дросельні й об'ємні дільники потоку [3]. Об'ємні дільники потоку мають більшу точність синхронізації, менш чутливі до несиметричності навантажень на гідравлічних двигунах. Дросельні дільники більше чутливі до несиметричності навантажень, забезпечують меншу точність синхронізації. Однак вони мають меншу вартість, у порівнянні з об'ємними, що спричиняється їхнє широке застосування для синхронізації переміщень гідравлічних двигунів.

Досить часто виникає потреба використання додаткових функцій у гідравлічному приводі із синхронізованими гідродвигунами. Так, наприклад, при роботі паперорізальної машини гідродвигуни використовуються не тільки для механізму різання, але й для механізму притиску паперу. Робота механізму притиску паперу - несистематична.

Живлення всіх гідравлічних двигунів здійснюється від одного насоса. Час включення, величина ходу (кут повороту), тривалість роботи додаткового гідродвигуна (гідродвигунів) не є постійною величиною. При цьому виникає основна проблема: забезпечення незалежності роботи синхронізованих гідродвигунів від включення (вимикання) додаткових гідравлічних пристроїв.

Тому дослідження роботи групового привода з урахуванням взаємного впливу характеристик гідравлічних двигунів на роботу машини в цілому є актуальним завданням не тільки для поліграфічної промисловості, але й для забезпечення роботи технологічного устаткування практично у всіх галузях промисловості, транспорту. Для рішення цього завдання в першу чергу необхідно розробити математичну модель привода, що складається з декількох синхронізованих і незалежних гідродвигунів.

З метою спрощення математичної моделі для попередньої оцінки динамічних характеристик гідравлічного приводу для синхронних переміщень розглянуто привід, який складається з двох гідравлічних двигунів, переміщення яких необхідно синхронізувати, та дільника потоку дросельного типу (рис. 1).

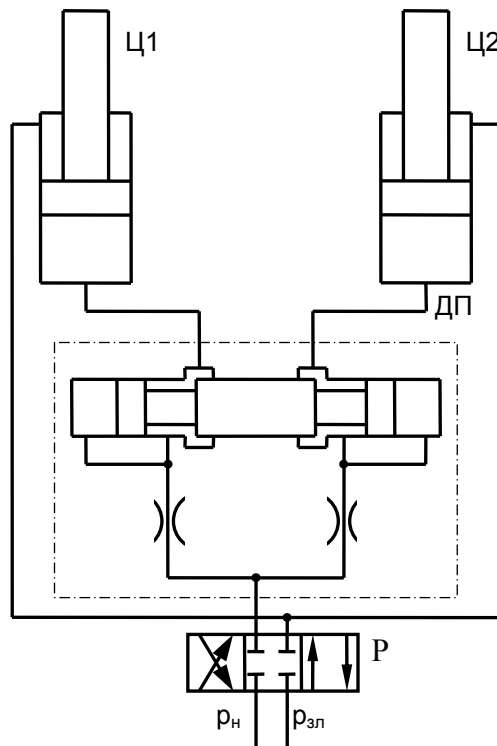


Рис. 1. Розрахункова схема гідравлічного приводу для синхронних переміщень

При побудові математичної моделі використані наступні допущення: довжина трубопроводів невелика; температура робочої рідини постійна (тобто постійними вважаються коефіцієнти кінематичної в'язкості та сили тертя); тиск у зливальній магістралі дорівнюється нулю; робочі крайки розподільника та дільника потоку вважаються гострими; сполучні канали цих гідравлічних агрегатів більші за перетином ніж їх робочі щілини та короткі за довжиною. На основі цих допущень хвилювими процесами можна зневажити. Крім того течія рідини в дроселюючих елементах гідроапаратів вважається квазістаціонарною, тому коефіцієнти витрат в динамічних режимах можна прийняти такими ж, як і в усталених режимах при тих же геометричних параметрах щілин гідроапаратів та перепадах тиску.

Робота гідравлічного приводу описується системою рівнянь:

– рівняння руху поршня гідроциліндра

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} = P_{\Sigma,1} \quad (2)$$

$$m_2 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = P_{\Sigma,2} \quad (3)$$

де  $m_1$ ,  $m_2$  – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму;  $y_1$ ,  $y_2$  – переміщення поршня,  $P_{\Sigma,1}$ ,  $P_{\Sigma,2}$  – сума сил, прикладених до штоку;

– сума сил, прикладених до штоку, складається із сили, зумовленої тиском робочої рідини на поршень  $P_{p,i}$ , сили  $P_{m,i}$  на робочому органі механізму, приведеної до штоку, та сил, що виникають внаслідок тертя  $P_{f,i}$

$$P_{\Sigma,1} = P_{p1} - P_{m1} - P_{f1}, \quad (4)$$

$$P_{\Sigma,i} = P_{p2} - P_{m2} - P_{f2}; \quad (5)$$

– сила, зумовлена тиском робочої рідини на поршень

$$P_{p1} = F_1 p_{11} - F_2 p_2 \quad (6)$$

$$P_{p2} = F_1 p_{12} - F_2 p_2, \quad (7)$$

де  $F_1$ ,  $F_2$  – площі поршня поршневої та штокової порожнин гідроциліндра,  $p_{11}$ ,  $p_{21}$ ,  $p_{12}$ ,  $p_{22}$  – тиск у порожнинах гідроциліндра;

– тиск у порожнинах гідроциліндра визначається з формул:

$$\frac{d p_{11}}{d t} = \beta_{11} \left( Q_{21} - F_1 \frac{d y_1}{d t} \right), \quad (8)$$

$$\frac{d p_{12}}{d t} = \beta_{12} \left( Q_{22} - F_1 \frac{d y_2}{d t} \right), \quad (9)$$

$$\frac{d p_2}{d t} = \beta_2 \left[ F_2 \left( \frac{d y_1}{d t} + \frac{d y_2}{d t} \right) - Q_{2p} \right], \quad (10)$$

де  $\beta_{11}$ ,  $\beta_{21}$ ,  $\beta_{12}$ ,  $\beta_{22}$  – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин,  $Q_{21}$ ,  $Q_{22}$  – витрати рідини через робочі щілини дільника потоку;  $Q_{2p}$  – витрати рідини через робочу щілину розподільника;

– приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин [1]

$$\beta_i = \frac{V_{p,i}}{E_p} + \frac{V_{y,i}}{E_{п,i}} + \frac{V_{г,i}}{n p_i}, \quad (11)$$

де  $V_{p,i}$  – об'єм робочої рідини,  $V_{y,i}$  – об'єм порожнини з пружними стінками;  $V_{г,i}$  – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині;  $E_p$  – модуль об'ємної пружності рідини;

$E_{п,i}$  – модуль об'ємної пружності стінок порожнини;  $n$  – коефіцієнт політропи;

– об'єм робочої рідини в порожнинах

$$V_{p,11} = V_{c,11} + F_1 y_1, \quad (12)$$

$$V_{p,12} = V_{c,12} + F_1 y_2 \quad (13)$$

$$V_{p,2} = V_{c,2} + F_2 (2l - y_1 - y_2), \quad (14)$$

де  $V_{c,11}$ ,  $V_{c,12}$ ,  $V_{c,2}$  – об'єм робочої рідини, що знаходиться в гідролініях,  $l$  – хід штоку;

– витрати рідини в елементах керування, через які рідина потрапляє в порожнину гідроциліндра [1]

$$Q_{21} = \mu_{11} b_{11} (x_{0i} + x_i) \sqrt{\frac{2|p_{вх,i} - p_i|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_{вх,i} - p_i) \text{ – на вході в порожнину,} \quad (15)$$

$$Q_2 = \mu_p f_p \sqrt{\frac{2|p_i - p_{вих,i}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_i - p_{вих,i}) \text{ – на виході з порожнини,} \quad (16)$$

де  $\mu_{21}$  – коефіцієнт витрат робочих щілин дільника потоку;  $b_{11}$  – ширина робочої щілини дільника потоку;  $x_{0i}$  – початковий зазор між золотником і гільзою дільника потоку;  $x_i$  – зміщення золотника дільника потоку;  $\mu_p$  – коефіцієнт витрат робочих щілин розподільника;  $f_p$  – площа робочих щілин розподільника;  $p_{вх,i}$  – тиск на вході в дроселюючий елемент;  $p_{вих,i}$  – тиск на виході з дроселюючого елемента;

– для гідравлічного дільника потоку повинна виконуватись умова

$$Q_{1i} = Q_{2i}, \quad (17)$$

де  $Q_{2i}$  – витрати рідини через постійні дроселі дільника потоку;

– умова балансу витрат рідини, яка поступає через розподільник до дільника потоку

$$Q_{1p} = Q_{11} + Q_{12}, \quad (18)$$

– сили, що виникають внаслідок тертя в гідроциліндрі та механізмі [2]

$$P_f = P_{f,v} + P_{f,k} \quad (19)$$

де  $P_{f,v}$  – сила в'язкого тертя;  $P_{f,k}$  – сила контактного тертя;

– сила контактного тертя:

$$P_{f,k} = \begin{cases} |P_{f,d}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ P_a & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{тр}| > |P_a| \\ |P_{фрs}| \operatorname{sgn}(P_a) & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{тр}| < |P_a| \end{cases} \quad (20)$$

де  $|P_{f,v}|$  – сила тертя при русі механізму;  $|P_{f,s}|$  – сила тертя при зупинці механізму;  $v$  – швидкість руху штока;  $P_a$  – сума активних сил, що діють на шток. До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає в результаті роботи механізму;

– сила в'язкого тертя

$$P_{f,d} = k_v \frac{dy}{dt} \quad (21)$$

де  $k_v$  – коефіцієнт в'язкого тертя.

Формули (2–15) описують поведінку гідравлічного приводу для синхронних переміщень.

Для отримання повної картини до них необхідно додати ще залежності від часу площі робочих щілин розподільника  $f(x_i)$  від зміщення робочого органу дроселюю чого елементу та зміщення його робочого органу від часу.

### Висновок

Отримана математична модель дозволяє провести теоретичні дослідження динамічних характеристик гідравлічного приводу для синхронних переміщень, робочими органами якого є гідравлічні циліндри, з двохпоточним дільником дросельного типу.

### Література

1. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. – М.: Машиностроение, 1991.
2. Федорець В.О., Педченко М.Н., Струтинский В.Б. Гідроприводи та гідро- пневмоавтоматика: Підручник. - К.: Вища шк. 1995.
3. Сахно Ю.А. Многопоточные гидравлические делители. – М.: Машиностроение, 1988.

Гаев Е.А., Шихалиев С.З., Гаева Е.А.

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИХРЕОБРАЗОВАНИЯ ЗА ПОРИСТОЙ ВСТАВКОЙ В ПЛОСКОМ КАНАЛЕ**

В приближении Навье – Стокса изучается вход вязкой жидкости в плоскую трубу с легкопроницаемой вставкой (ЛПШ) конечной длины на входе. Исследуется возникновение зоны закрученного течения за вставкой и ее габариты в зависимости от плотности ЛПШ. Рис.3, ист. 6.

**Введение**

Задача о ступеньке в плоском канале является одной из краевых проблем двумерной гидродинамики, рассматривавшейся как теоретически, так и экспериментально на протяжении многих лет в работах [1,2] и др. начиная с 1970-х годов и по сегодняшний день. Она служила как тестовой в развитии численных методов решения уравнений Навье – Стокса, так и фундаментально-базовой для понимания природы отрывных течений. Ее значение сохраняется и по сегодняшний день для управления пограничным слоем, стабилизации горения, тестирования новейших численных методик. Характерной чертой данного течения является образование циркуляционной зоны за ступенькой, длина которой и интенсивность циркуляционного движения и являлись предметом исследований.

В данной работе "ступеньку" предлагается считать пористой, проницаемой для потока несжимаемой жидкости. Тем самым появляется дополнительный параметр управления потоком – проницаемость ступеньки  $A$ , действующий наряду с параметрами  $h$ , высотой ступеньки, и  $l$ , ее длиной. Изменяя проницаемость  $A$  возможно удлинить или сократить зону циркуляции, а при его уменьшении за некоторое критическое значение  $A_{кр}$  она и вовсе исчезает. При больших значениях  $A$ , отвечающих непроницаемости ступеньки, следует ожидать предельного перехода к названным известным результатам.

Практическое применение описанных эффектов возможно в технической гидромеханике в напорных трубопроводах с попутной очисткой воды пористыми фильтрами. Аналогичные течения, не ограниченные, однако, стенкой сверху, встречаются и при обтекании лесных массивов или брызгальных систем охлаждения атмосферным потоком [3], так что данная задача служит их моделью.

Ранее мы рассмотрели целый цикл постепенно усложняющихся задач [3-6] для тщательного тестирования алгоритма. Теперь можно представить некоторые результаты.

**Постановка задачи, результаты решения**

Пусть на входе в плоский канал высоты  $H$  у двух его стенок симметрично установлены проницаемые пористые слои высотой  $h_1$  и  $h_2$  каждый,  $h_1 + h_2 \leq H$ , и длиной  $l$ . Их можно считать отрезками легкопроницаемой шероховатости, ЛПШ, изучавшейся нами ранее [3-6]. Вязкая жидкость под действием напора давления втекает в начальное сечение канала с равномерным распределением скорости  $U = U_0 = const$ , через центральную часть канала шириной  $H - (h_1 + h_2)$  проходит свободно, однако на ширине  $[0, h_1]$  у нижней стенки, и на ширине  $[H - h_2, H]$  у верхней она встречает сопротивление элементов структуры, составляющей пористую среду. В результате жидкость хотя и движется сквозь пористые вставки, но тормозится, оттесняется в центральную часть канала, распределение скоростей резко изменяется – тем резче, чем больше плотность пористой вставки  $A$ . Рассматриваем симметричное течение,  $h_1 = h_2 = h$ . Такую "пористую среду" можно реализовать в лабораторном эксперименте системой металлических или деревянных штырьков высоты  $h$ , как это сделано в работе [5] и в экспериментах других авторов.

При бесконечной длине вставки (ЛПШ), задача упрощается; она рассматривалась нами в [3-6]. Но при конечности "пористой ступеньки" в сечении  $x = l$  имеет место внезапное расширение свободного сечения канала. За непроницаемой "ступенькой" это привело бы к образованию циркуляционной области; в нашем же случае часть жидкости поступает сквозь вставку, так что деформация потока может оказаться недостаточной для циркуляции. Данная качественная картина течения представляется очевидной. Для получения количественных оценок необходима математическая модель течения.

Естественно, что в предположении ламинарности потока можно использовать уравнения Навье – Стокса без каких-либо модельных предположений относительно проявления турбулентности в таком течении. Однако, представление в задаче проницаемой среды (ЛПШ) все же нуждается в модели взаимодействия последней с потоком. Принимаем [3-6], что пористую среду можно моделировать разрывной массовой силой  $f_*$ , которая обращается в нуль при  $h < z < H - h$ , но равняется некоторой  $f$  при  $0 \leq z \leq h$  и  $H - h \leq z \leq H$ , причем последняя пропорциональна локальной скорости течения  $U$  и локальной концентрации препятствий  $n$ ,

$$f = \frac{1}{2} c_f U^k S n. \quad (1)$$

В качестве масштабов задачи здесь, как и ранее [3-6], выбираем ширину канала  $H$  и скорость жидкости на входе  $U_0$ . Тогда течение будет описываться безразмерными уравнениями Навье – Стокса в полуполосе  $\{0 \leq x < \infty, 0 \leq z \leq 1\}$  и краевыми условиями к ним:

$$(\vec{U} \cdot \Delta) \vec{U} = -grad p + \frac{1}{Re} \nabla^2 \vec{U} + \vec{f}_*, \quad div \vec{U} = 0, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} x=0 \quad U=1, V=0; \\ z=0 \quad U=0, V=0 \quad \text{и} \quad z=1 \quad U=0, V=0. \end{aligned} \quad (3)$$

На стенках канала  $z=0$  и  $z=1$ , таким образом, выполняются условия прилипания. Очевидно, что безразмерный расход жидкости в начальном сечении равен единице, и должен оставаться таковым в любом последующем. Указанные граничные условия позволяли бы однозначно определить двумерное поле скоростей  $U(x, z)$ ,  $V(x, z)$ , если бы имелась достаточная информация о давлении  $p(x, z)$ . С ее определения и следует начинать.

Ранее, как и в работах предыдущих расчетчиков, было предложено замыкать задачу (2)-(3) заданием безразмерного градиента давления  $\frac{\partial p}{\partial x} = -\beta$  на достаточно большом удалении от входа в канал  $x = L_x$ , по окончании так называемого начального участка, а величину  $\beta$  брать при этом из расчета стабилизированного течения в канале бесконечной длины  $\beta = \frac{12}{Re}$ . При наличии у стенок пористых слоев ЛПШ эта величина становилась функцией также высоты ЛПШ  $h$  и плотности  $A$ , подлежащей расчету. Было показано [4-6], что такое условие определяет задачу однозначно.

В нынешнем же случае конечности длины ЛПШ (вставки), когда в последующей части канала восстанавливается профиль Пуазейля, следует снова вернуться к заданию "условия на бесконечности" в виде

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\beta = -\frac{12}{Re}. \quad (4)$$

Окончательно, определяющим безразмерным уравнениям можно придать следующую консервативную форму:

$$\frac{\partial U^2}{\partial x} + \frac{\partial UV}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) - \begin{cases} AU, & z \in [0, h] \cup [1-h, 1] \\ 0, & z \in (h, 1-h) \end{cases}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial UV}{\partial x} + \frac{\partial V^2}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) - \begin{cases} AV, & z \in [0, h] \cup [1-h, 1] \\ 0, & z \in (h, 1-h) \end{cases},$$

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial z} = 0.$$

В них принят линейный закон силы,  $k=1$  в формуле (1), число Рейнольдса определено как  $\text{Re} = U_0 H / \nu$  и коэффициент  $A = \frac{c' n H}{U_0}$  интерпретируется как безразмерная плотность пористой вставки, обратно-пропорциональная ее "пористости" ("проницаемости"). Удаление  $x = x_L$ , на котором ставится условие на выходе из расчетной области (4), должно быть много больше длины начального участка течения,  $x_L \gg L_x$ .

Краевая задача с разрывной функцией (5), (3)-(4) решалась численным методом, описанным и подробно протестированным на "вспомогательных" задачах в [4-6]. Время счета на ПК с частотой процессора 800 Мгц занимало от пары часов до суток в зависимости от расчетных параметров  $\text{Re}$  и  $A$ .

В результате расчетов получали двумерные поля скорости  $\vec{V}(x, z) = \{U(x, z), V(x, z)\}$ . Эти поля в достаточной мере иллюстрировали предыдущие задачи [4-5]. Здесь, однако, течение лучше характеризовать картиной линий тока. Известно, что нахождение линии тока через точку плоскости  $\{x_0, z_0\}$  состоит в решении начальной задачи

$$\frac{dx}{dt} = U(x, z), \quad \frac{dz}{dt} = V(x, z), \quad x(0) = x_0, \quad z(0) = z_0. \quad (7)$$

Для построения линий тока (7) была использована коммерческая программа TecPlot. Результирующие картины течения представлены на последующих рисунках 1 - 3.

На рисунке 1, (a)-(z) показаны векторы скорости  $\vec{V}(x, z)$  и линии тока ламинарно-го течения при  $\text{Re} = 100$  в канале со ступеньками единичной длины и безразмерной высоты  $h = 0,3$  у входа в канал. Анализируется изменение картины течения при росте безразмерной плотности вставки от  $A = 5$  до 50. Ввиду симметрии верхней и нижней частей потока, показаны лишь половинки течений. Прямоугольная ступенька выделена жирной линией. Можно видеть, что поток тормозится внутри пористой вставки тем сильнее, чем больше ее плотность  $A$ . В центральной области канала течение, наоборот, ускоряется. После того, как поток прошел ступеньку, он резко расширяется на весь канал. В первом расчетном случае, рис. 1а, однако, циркуляции за ступенькой, в области  $x > 1$ , не возникает, профиль скорости потока постепенно выравнивается до обычного параболического вида. В предельном случае  $A = 0$  получили бы течение, отвечающее входу в канал при отсутствии ступеньки, [4]. Во втором расчетном случае, рис. 1б при  $A = 10$ , циркуляционная зона лишь зарождается на удалении  $\frac{x}{h} - 1 \approx 0,6$  от ступеньки; она находится у самой стенки, ее габариты еще невелики. С дальнейшим ростом  $A = 20$

циркуляция за ступенькой заметно возрастает. Наконец, при  $A = 50$  циркуляционная зона почти такова, как если бы ступенька была непроницаемой ( $A = \infty$ ). В расчетном случае  $A = 100$ , опубликованном в [6], еще более приближаемся к предельному случаю непроницаемой ступеньки: высота циркуляционной зоны достигает высоты ступеньки, а длина вдвое ее превышает. Было проведено большое количество расчетов в диапазоне чисел Рейнольдса от 5 до 1000 для подробного численного изучения данного течения.

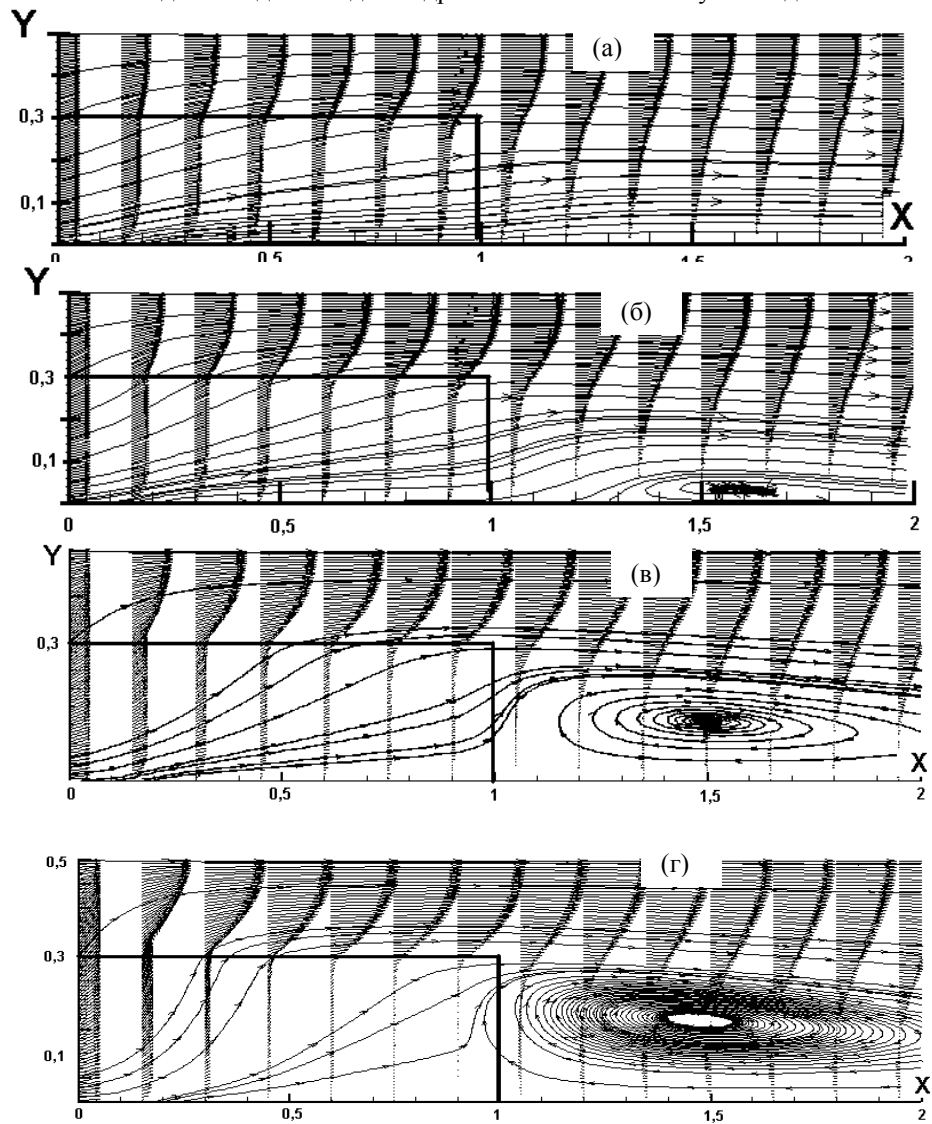


Рис. 1. Последовательный анализ влияния проницаемости пористой вставки  $A$  на вихреобразование за симметричной ступенькой высоты  $h = 0,3$  на входе в канал при режиме  $Re = 100$ : (а)  $A = 5$ ; (б)  $10$ ; (в)  $20$ ; (г)  $50$  (показаны лишь половинки симметричного течения).

Проанализируем условия возникновения водоворотной области за ступенькой. Плотность пористой вставки  $A$ , при которой вихрь только появляется, назовем критической  $A_{кр}$ ; она должна зависеть от числа Рейнольдса и высоты ступеньки,

$$A_{кр} = A_{кр}(Re, h).$$

показывают, что быстро с увеличением  $Re$ , рис. 2

логарифмические. Для задач важно знать геометрические циркуляционной протяжение вдоль высоты. Они по большому расчетам и на рис. 3 в от плотности  $A$  и Рейнольдса.

видеть, что длина зоны  $X_2$

увеличивается с

$A$  и числом Рейнольдса  $Re$ , рис. 3,а, приближаясь к некоторому постоянному значению, отвечающему непроницаемой ступеньке  $A = \infty$ . Высота вихревой зоны  $Z_{wake}$  также увеличивается, рис. 3б, достигая для  $h = 0,3$  значения 0,22.

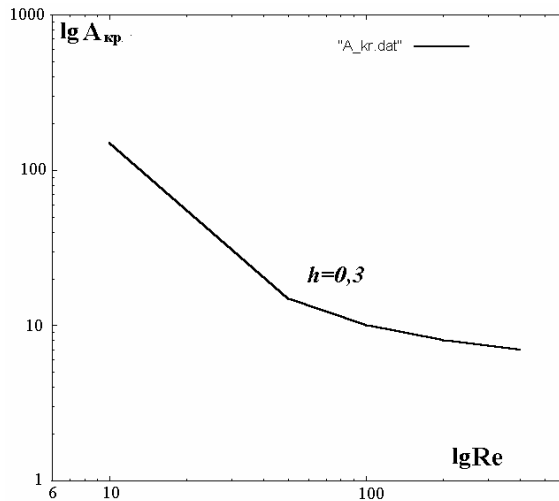


Рис. 2. Критическая плотность проницаемой ступеньки, при которой за ней возникает вихревая зона

Расчеты эта функция уменьшается поэтому на использованы координаты технических

параметры зоны, ее канала и определялись количеству представленных зависимости числа. Можно вихревой

плотностью

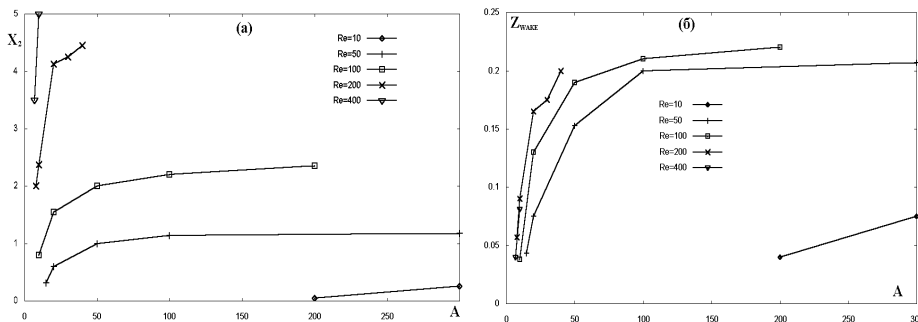


Рис. 3. Геометрические размеры вихревых зон за ступенькой в зависимости от ее проницаемости  $A$  и числа Рейнольдса: (а) длина зоны; (б) высота зоны

Интенсивность вихря за ступенькой часто характеризуют наибольшей скоростью обратного течения за ступенькой  $U_{back}$ . Расчеты показывают, что эта скорость возрастает с увеличением  $A$  и  $Re$ , достигая трети от скорости на входе.

### Заключение

Таким образом, численный расчет течения за проницаемой вставкой на входе плоского канала обобщает известную задачу о течении за непроницаемой ступенькой и согласуется с ней в предельном случае.

### Литература

1. Синха С.Н., Гупта А.К., Оберай М.М. Ламинарное отрывное обтекание уступов и каверн. Ч. 1. Течение за уступом // Ракетная техника и космонавтика. – 1981. Т.19. – № 12. – С. 33 – 37.

2. Горбань В.А., Горбань І.М. Теоретичний аналіз процесів вихроутворення та динаміки вихорів у каналах // Прикладна гідромеханіка. – 2003. – 5(77). – № 3. – С. 3–18.
3. Flow and Transport Processes with Complex Obstructions: Applications to Cities, Vegetative Canopies, and Industry. NATO Science Series, Springer Publ., 2006, v. 236, 350 pp. (Ye.A. Gayev and J.C.R. Hunt editors).
4. Гаев Е.А., Шихалиев С.З. Численное исследование входа вязкой жидкости в канал с линейной легкопроницаемой шероховатостью. "Прикладна гідромеханіка". – 2002. – N 4 (76) – Вып. 4. – С. 32 – 39.
5. Гаев Е., Сэйвори Э., Той Н. Исследование неоднородной проницаемой шероховатости в аэродинамическом канале // Прикладна гідромеханіка. – 2000. – Т. 2(74). – Вып. 1. – С. 10 – 19.
6. Гаев Е.А., Шихалиев С.З., Гаева Е.А. Завихреные течения в плоском канале за проницаемыми вставками. Материали УІ Міжнародної наук.-техн. конференції. Т.1. Інформаційно-діагностичні системи. Секція 13. Комп'ютерні технології. – Київ: НАУ, 2004. – С. 19 – 22.

УДК 628.322; 664.43

**Гацин О.Р., Вітенько Т.М.**

### **ГІДРОДИНАМІЧНА КАВІТАЦІЯ В ПРОЦЕСАХ ЗНЕЗАРАЖЕННЯ ПІД ДІЄЮ ХІМІЧНИХ ОКИСЛЮВАЧІВ**

Вивчено сумісну дію гідродинамічної кавітації з окислювачами (пероксидом водню, іонами срібла, хлорагентами) на виживання санітарно-показникового мікроорганізму *Escherichia coli*. Встановлено синергічний ефект і прийнято механізм знезараження при використанні комплексних методів. Рис. 3, Дж. 15.

В даний час серед нових технологій по очистці і знезараженні води найбільш перспективними є окислювальні технології, об'єднані терміном Advanced Oxidation Processes (AOP), які охоплюють обширний діапазон фізичних і хімічних методів, що здатні видаляти із води домішки до дуже низьких концентрацій. До таких методів можна віднести: ультрафіолетове опромінювання (УФ) і  $O_3$ , УФ і  $H_2O_2$ , УФ і  $O_3/H_2O_2$ ,  $H_2O_2$  і іони  $Cu(II)/Ag(I)$ , ультразвук і  $O_3$ , гідродинамічна кавітація і  $O_3$ , електричний розряд і хлорагенти та ін. Використання цих методів дозволяє отримати високу ефективність знезараження, що зумовлено їх синергічним ефектом [1 – 6]. Проте, як показав аналіз результатів отриманих науковцями у цьому напрямі, поєднання деяких методів знезараження не дає позитивного ефекту, або уповільнює процес знезараження. Дослідження сумісної дії УФ-опромінення і хлору на виживання *E.coli* у воді показали, що при густині опромінення нижче  $10 \text{ мДж/см}^2$  або при передозуванні хлору спостерігається антагонізм, а при всіх інших режимах обробки встановлено адитивний характер [7]. Тому актуальним є всестороннє дослідження нових комплексних методів.

Аналіз вищезазваних праць показав, що з усіх перелічених методів синергічного впливу на бактеріальне забруднення води з точки зору якісних показників отримуваної води найкращим є сумісне використання фізичних методів знезараження в поєднанні з хімічними дезінфекантами, аніж використання в комплексі лише хімічних дезінфекантів. Це пояснюється тим, що в даному випадку використовується менша кількість хімічних знезаражувачів, кожен із яких в тій чи іншій мірі негативно впливає на якісні показники води.

У роботі [9] показана можливість використання кавітаційних пристроїв для знезараження води. Автором [10] обґрунтовано доцільність використання гідродинамічних кавітаційних пристроїв статичного типу, аналогічні результати отримано у дослідженнях авторів [11]. Аналіз результатів вищезазваних робіт показав, що ефект знезараження суттєво залежить від початкового забруднення води і технологічних параметрів обробки. Слід зауважити, що гідродинамічна кавітація, яка генерується у стендах динамічної дії має деякі недоліки – це відсутність післядії і значна енергоємність процесу. Статичні

пристрої є менш енергоємні, але ефективність знезараження у них значно нижча [10], проте ці недоліки можна ліквідувати застосовуючи комплексний спосіб знезараження – сумісну дію гідродинамічної кавітації і хімічних дезинфекантів.

Метою роботи було дослідження кінетики знезараження хімічними агентами (пероксид водню, іони срібла, хлорагенти) в умовах кавітаційного перемішування.

В роботі використовували добову культуру *E.coli*, вирощену на м'ясо-пептонному бульйоні (МПБ). Із 18-годинної бульйонної культури готували суспензію бактерій густиною  $10^5$  ос/мл. Дану суспензію мікроорганізмів вносили у дистильовану воду із розрахунку введення  $10^3$  ос/мл. Обробку води проводили на лабораторному стенді динамічного типу при швидкості обертання кавітаційної крильчатки  $n=125\text{c}^{-1}$  [12].

В якості хімічних дезинфекантів використовували розчини хлорного вапна ( $\text{CaCl}_2$ ), пероксиду водню ( $\text{H}_2\text{O}_2$ ) і азотнокислого срібла ( $\text{AgNO}_3$ ). Бактеріальну суспензію, об'ємом 1500 мл, заливали в робочу ємкість дослідної установки, після чого вносили розчин хлорного вапна до досягнення кінцевої концентрації 0,3 і 0,5 мг/дм<sup>3</sup>. Вміст активного хлору визначали методом об'ємного йодометричного титрування, для нейтралізації дії активного хлору при відборі проб використовували сіль Мора. Аналогічно проводилися дослідження комплексної дії гідродинамічної кавітації і  $\text{H}_2\text{O}_2$ . Пероксид водню брали з розрахунком кінцевої концентрації 1 і 3 мг/дм<sup>3</sup>, яку визначали перманганатометричним методом (для нейтралізації використовували розчин тіосульфату натрію). Відповідно готували розчин азотнокислого срібла концентрацією 0,005 і 0,05 мг/дм<sup>3</sup>, для нейтралізації якого використовували NaCl. При виборі концентрації даних дезинфекантів керувалися ГДК для питної води згідно ГОСТу 2974-82 "Вода питьевая" [13]

Знезаражуючу дію гідродинамічної кавітації в поєднанні з хімічними дезинфекантами вивчали по виживанню бактерій *E.coli*, що визначалося шляхом відбору проб через деякі проміжки часу і посіви їх на середовище Ендо з наступним культивуванням в термостаті при 37°C протягом 20-24 год.

Кінетика відмирання бактерій *E.coli* при початковому забрудненні  $10^3$  ос/мл під впливом гідродинамічного кавітаційного поля, пероксиду водню концентрацією 3 мг/л, а також результат їх сумісного впливу зображені на рис. 1. Дані по знезаражуючій дії  $\text{H}_2\text{O}_2$  концентрацією 3 мг/л взято із роботи Кульського [14].

Як видно із рисунка, для знезараження води на 99 % необхідна дія пероксиду водню в концентрації 3 мг/л на протязі 15 хв. При обробці в гідродинамічному кавітаційному полі без додаткового внесення хімічних агентів 99 % інактивація досягається через 20 хв. Як показали попередні дослідження авторів [8], знезараження води за допомогою гідродинамічної кавітації є комплексним методом, тобто мають місце ефекти фізичного характеру, такі як пульсації тисків і температури, кумулятивні процеси і хімічне знезараження за рахунок дії хімічно активних сполук (радикали гідроксилу, пероксид водню) [8].

Тривалість обробки для досягнення необхідного ефекту знезараження зменшується до 2 хв при сумісній дії пероксиду водню концентрацією 3 мг/л разом із кавітаційними ефектами. В умовах кавітаційного перемішування пероксид водню має більшу антимікробну дію і при внесенні його в концентрації рівній ГДК (3 мг/л) викликає інактивацію всіх мікроорганізмів менше, ніж за 2 хв. Це можна пояснити тим, що в умовах кавітаційного перемішування утворюється велика кількість парогазових бульбашок розмірами від  $10^{-9}$  м, які періодично руйнуються створюючи умови нестационарності, які в теорії масообміну характеризуються великими швидкостями проходження процесів. В нашому випадку це сприятиме швидкій взаємодії хімічного реагента з мікроорганізмами. Тому, додатково проведено дослідження інактивації кишкової палички при менших концентраціях  $\text{H}_2\text{O}_2$ . На рис. 1. приведена кінетика відмирання тес-мікроорганізмів під дією пероксиду водню концентрацією – 1 мг/л, яка виявилася достатньою.

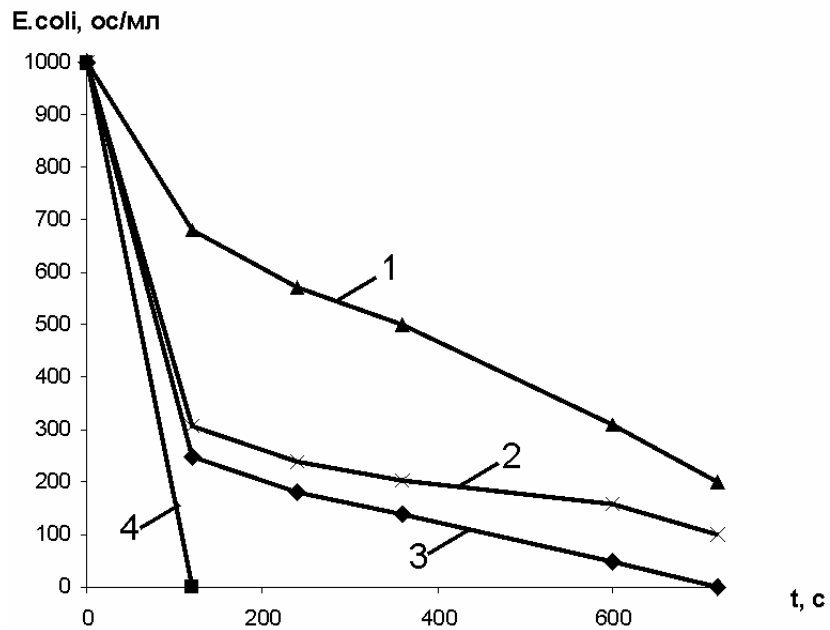


Рис. 1. Залежність виживання мікроорганізмів *E.coli* під впливом гідродинамічного кавітаційного поля (1); під впливом  $H_2O_2$  в концентрації 3 мг/л (2); при сумісній дії гідродинамічної кавітації і  $H_2O_2$  в концентрації 1 мг/л (3) і 3 мг/л (4)

Результати знезараження з використанням іонів срібла, представлено на рис. 2, де зображено кінетику відмирання мікроорганізмів *E.coli* при сумісній дії і окремому впливі досліджуваних знезаражуючих агентів у дистильованій воді. Дані по знезаражуючій дії  $Ag^+$  концентрацією 0,05 мг/л взято із роботи Кульського [14].

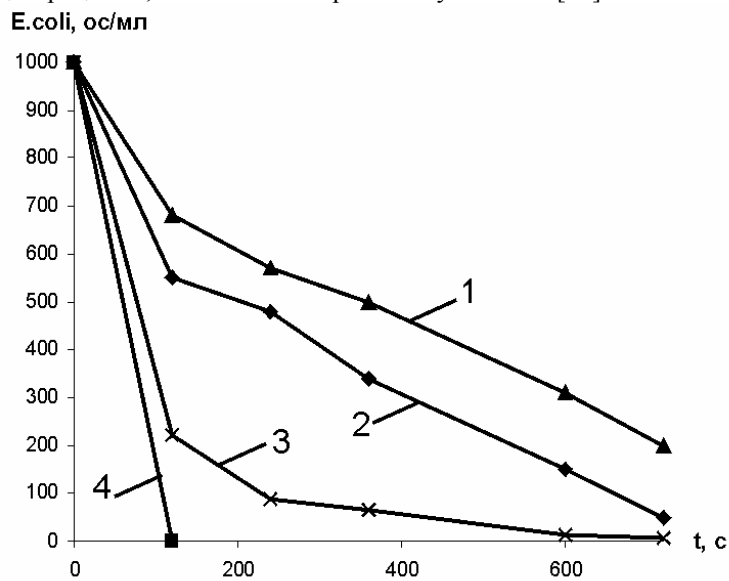


Рис. 2. Залежність виживання мікроорганізмів *E.coli* під впливом гідродинамічного кавітаційного поля (1); під впливом  $Ag^+$  в концентрації 0,05 мг/л (3); при сумісній дії гідродинамічної кавітації і  $Ag^+$  в концентрації 0,005 мг/л (2) і 0,05 мг/л (4)

Аналіз результатів представлених на рисунку показує, що сумісна дія гідродинамічної кавітації і іонів срібла набагато ефективніша ніж вплив кожного із даних знезаражуючих факторів окремо. Так, наприклад, знезараження води на 99% при сумісній дії гідродинамічної кавітації і  $\text{Ag}^+$  відбувається на другій хвилині контакту (при концентрації  $\text{Ag}^+$  0,05 мг/л), хоча за цей період часу відсоток інактивації мікроорганізмів при введенні одного срібла становить 80%, а при обробці лише в гідродинамічному кавітаційному полі – 50%. Схожі результати отримано у роботі [14] при дослідженні знезаражуючого впливу  $\text{Ag}^+$  в поєднанні з ультразвуком.

Порівняння кінетики інактивації тест-мікроорганізмів під впливом гідродинамічного кавітаційного поля і сумісній дії гідродинамічної кавітації і активного хлору концентрацією 0,3 мг/л представлено на рис. 3.

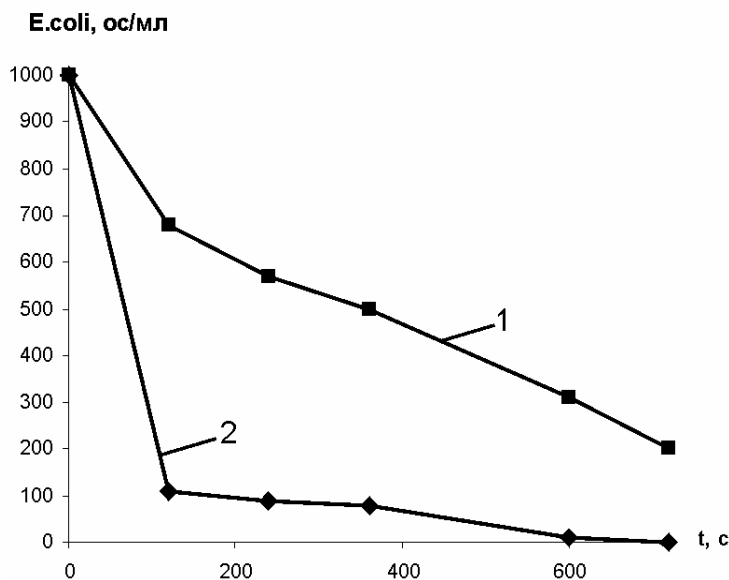


Рис. 3. Залежність виживання мікроорганізмів E.coli під впливом гідродинамічного кавітаційного поля (1); при сумісній дії гідродинамічної кавітації і активного хлору в концентрації 0,3 мг/л (2)

Результати досліджень знезаражуючої дії гідродинамічної кавітації і активного хлору (рис. 3.), як і вищеописані дослідження з іншими дезінфекантами дали позитивні результати, навіть при концентрації реагенту 0,3 мг/л (для знезараження підземних вод використовують 0,7 – 1,0 мг/л активного хлору) [15].

Проведені дослідження дозволили прийняти механізм знезараження комплексного впливу гідродинамічної кавітації і окислювачів. Встановлено, що за рахунок впливу фізичних ефектів гідродинамічного кавітаційного поля руйнуються клітинні конгломерати, послаблюються клітинні бар'єри мікроорганізмів і відбувається механічне руйнування клітини; а пульсації утворених парогазових бульбашок сприяють швидкому проникненню хімічно активних сполук, що утворюються у робочому об'ємі (радикали гідроксилу, пероксид водню) і введених окислювачів всередину клітини і ураженню життєво важливих центрів.

**Висновки.** Отримані результати показали перспективність комбінування окислювачів (пероксиду водню, іонів срібла, хлорного вапна) з гідродинамічною кавітацією для практики знезараження води. При цьому досягається вища інтенсивність знезараження ніж при використанні кожного фактора окремо. Завданням подальших досліджень є детальніше вивчення кінетики знезараження окислювачами в різних концентраціях при широкому діапазоні характеристик гідродинамічного кавітаційного поля, що стане основою для проектування локальних очисних споруд.

## Література

1. Гончарук В.В., Потапченко Н.Г. Современное состояние проблемы обеззараживания воды. / Химия и технология воды. 1998, т 20. №2, С. 190 – 217.
2. Потапченко Н.Г., Илляшенко В.В., Горчев В.Ф., Савлук О.С. Синергические эффекты окислителей – пероксида водовода и озона с УФ-излучением при использовании выживаемости клеток *Escherichia coli* 1257. / Химия и технология воды. 1993, т 15. №2, С. 146 – 151.
3. Потапченко Н.Г., Илляшенко В.В., Савлук О.С. Обеззараживание воды при совместном воздействии пероксида водовода и ионов меди. / Химия и технология воды. 1995, т 17. №1, С. 78 – 84.
4. Потапченко Н.Г., Косинова В.Н., Илляшенко В.В., Савлук О.С. Обеззараживание воды при совместном использовании пероксида водовода и ионов серебра. / Химия и технология воды. 1995, т 17. №3, С. 311 – 316.
5. Jyoti K.K., Pandit A.V. Ozone and cavitation for water disinfection. / Biochemical Engineering Journal 18 (2004) 9 – 19.
6. Ющишина А.Н., Малюшевский П.П. Интенсификация процессов окисления в технологии водоочистки. / Химия и технология воды. 1998, т 20. №3, С. 306 – 310.
7. Потапченко Н.Г., Томашевская И.П., Илляшенко В.В. Оценка совместного действия УФ-излучения и хлора на выживаемость микроорганизмов в воде. / Химия и технология воды. 1993, т 15. №9–10, С. 678 – 682.
8. Вітенько Т.М., Гащин О.Р. Гідродинамічна кавітація як один із способів активації рідких середовищ. / Одеська національна академія харчових технологій. Наукові праці. – Одеса, 2006, т. 2. №28, С 22 – 25.
9. Есиков С.А. Гидродинамические характеристики суперкавитирующих реакторов для кавитационной обработки питательной воды диффузионных аппаратов свеклосахарного производства. Дисс.кан.техн.наук. – Красноярск, 1987, – 210 с.
10. Вітенько Т.М. Інтенсифікація процесів кондиціонування води з використанням гідродинамічного кавітаційного реактора. Автореферат канд. дис. – Львів ДУ “Львівська політехніка”, 1996 – 17с.
11. Вітенько Т.М., Волікова Н.М. Гідродинамічна кавітація в процесах дезинфекції води // Вісник УНТУ “Київський політехнічний інститут”. Машинобудування., Вип. 42 – Т.1 – Київ – 2002 р. – С.77-80.
12. Вітенько Т.М. // Вісник тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль, 2006. –11, №2 – С. 177-182.
13. ГОСТ 2874-82 Вода питьевая. Гигиенические требования и контроль за качеством. – М.: Изд-во Стандартов, 1984. – 9 с. – Введ. 01.01.85.
14. Интенсификация процессов обеззараживания воды / Под ред. Л.А. Кульского. Киев: Наук. думка. –1978. – 96 с.
15. Технология очистки природных вод. / Л.А. Кульский, П.П. Строкач. – К.: Вища шк. Головное изд-во. 1986. – 352 с.

УДК 621.65

**Герман В.Ф., Гусак А.Г., Кочевский А.Н.**

### **СОЗДАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ СВОБОДНО-ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ ПОВЫШЕННОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ**

Исследовано влияние различных геометрических параметров рабочего колеса на характеристики свободновихревых насосов (СВН). Найдено соотношение этих параметров, обеспечивающих наивысшее КПД. Рис. 6, ист. 19.

#### **Введение**

*1. Постановка проблемы и ее связь с научными и практическими задачами.* СВН отличаются от центробежных насосов схемой проточной части, механизмом передачи энергии жидкости и обладают рядом преимуществ по сравнению с ними. Основные из них: малая чувствительность к закупориванию перекачиваемым продуктом, надежность

работы при гидротранспорте жидкостей с волокнистыми и твердыми включениями. Основной недостаток СВН - сравнительно низкая экономичность. Наиболее приемлемой конструкцией по экономичности и надежности работы при перекачивании жидкостей с твердыми и волокнистыми включениями является конструктивная схема Туро, обеспечивающая КПД на уровне 45-54 %.

При оценке эксплуатационных качеств СВН большой мощности уровень КПД существенно влияет на эксплуатационные издержки, в частности, на затраты на электроэнергию. Поэтому при разработке СВН большой мощности, необходимо искать пути повышения их экономичности.

2. *Анализ исследований и публикаций.* Исследованию рабочего процесса этих насосов посвящен ряд работ [1–15], по результатам которых были предложены методики выбора размеров проточной части насоса. Исследования [1] и [7] показали, что подача насоса определяется в основном размерами отвода, напор – геометрическими соотношениями рабочего колеса (РК).

К настоящему времени накопилась значительная информация [1, 2, 5, 9] по исследованию влияния геометрии РК насоса типа Туро на его характеристики. Обзор предшествующих исследований показывает, что основными факторами, влияющими на харак-

теристики насоса, являются относительная ширина лопасти РК  $\bar{b} = b / D_2$ , число лопастей  $Z$  и относительная толщина лопастей РК  $\bar{\delta} = \delta / D_2$ , где  $D_2$  – наружный диаметр РК. Однако имеющиеся в литературе рекомендации по выбору оптимальных значений этих параметров отличаются значительным разбросом.

Так, Рючи [1] рекомендует ширину лопасти  $b$  выбирать в зависимости от входного диаметра насоса  $D_0$  и считает, что  $b_{\text{опт}} = (0.25 - 0.3)D_0$ . Эггер [2] считает оптимальной величину  $\bar{b}_{\text{опт}} = 0.14$ , но она ограничена узкой областью исследований ( $\bar{b} = 0.126 - 0.167$ ). Рокита [5] расширил диапазон исследований до  $\bar{b} = 0.095 - 0.210$ , однако оптимальное значение  $\bar{b}$  не выделил. Авторы работы [9] рекомендуют оптимальное значение  $\bar{b}_{\text{опт}} = 0.2$ . В работе [11] было получено оптимальное значение  $\bar{b} = 0.25$ .

Рекомендации по выбору числа лопастей  $Z$  РК получены экспериментально из условия максимального напора и КПД. Данные Рокиты [5] ( $Z_{\text{опт}} = 10$ ) отличаются от рекомендаций Эггера [2] ( $Z_{\text{опт}} = 12$ ) и Рючи [1] ( $Z_{\text{опт}} = 9$ ), а также Грабова [6] ( $Z_{\text{опт}} = 8$ ).

Что касается влияния толщины лопасти  $\delta$ , в работе [2] лишь упоминается, что уменьшение этого параметра приводит к возрастанию напора и КПД насоса.

#### **Постановка задачи**

Задачей данной работы является отыскание такого сочетания геометрических параметров РК СВН типа Туро, при котором КПД насоса достигает максимума. С этой целью необходимо:

- провести расчетное исследование влияния основных геометрических параметров РК типа Туро ( $\beta_{2y} = 90^\circ$ ) на характеристики СВН и сопоставить его с экспериментальными данными;

- установить оптимальные соотношения основных геометрических параметров РК  $\bar{b}_2$ ,  $Z$  и  $\bar{\delta}$ , обеспечивающих наиболее высокий КПД насоса;

- провести исследования по влиянию угла выхода  $\beta_{2y}$  лопасти РК в плане на КПД насоса и установить его оптимальную величину.

### Изложение материала и результаты исследований

*Описание экспериментального исследования.* Схема проточной части экспериментального насоса приведена на рис. 1. Методика получения напорной и энергетической характеристик СВН не отличалась от методики их получения для центробежных насосов [16]. Было исследовано 28 рабочих колес, различавшихся наружным диаметром колеса, числом лопастей, толщиной и шириной лопастей. При этом размеры свободной камеры и патрубков были выбраны согласно рекомендациям [7] и оставались неизменными.

РК было рассчитано на параметры  $Q = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 20 \text{ м}$ , его размеры выбраны согласно методике [8] и составили  $D_2 = 0.175 \text{ м}$ ,  $\bar{b} = 0.143$ ,  $Z = 10$ ,  $\bar{\delta} = 0.023$ . Данное колесо было принято в качестве базового.

*Описание расчетного исследования.* Расчетное исследование было выполнено с помощью пакета CFX-5.7 [17, 18, 19]. Расчетная область с расчетной сеткой состояла из 2 подобластей: свободной камеры и рабочего колеса. Построение расчетной сетки выполнялось с помощью модуля CFX-Mesh в среде ANSYS WorkBench. Расчетная сетка в свободной камере насчитывала 360 тыс. ячеек, в РК – 340 тыс. ячеек. Для проверки сеточной независимости решения расчет для одного из режимов был выполнен на более густой (920 + 860 тыс. ячеек) и более разреженной (150 + 140 тыс. ячеек) сетке. Поскольку результаты расчета при использовании более густой сетки отличались менее чем на 1%, последующие расчеты были выполнены на сетке, содержащей 360 + 340 тыс. ячеек. Для надлежащего описания пограничного слоя у твердых стенок было создано 8 слоев призматических ячеек. По результатам расчета параметр  $y^+$  у стенок находился в пределах  $20 < y^+ < 100$ , что соответствует рекомендациям руководства пользователя [19].

На входе в свободную камеру задавался расход, на выходе – статическое давление. Изменение положения границ входа и выхода не оказывало заметного влияния на результат расчета. Для моделирования турбулентности были использованы стандартная  $k - \epsilon$  модель турбулентности с масштабируемыми пристеночными функциями, SST модель Ментера и полная модель напряжений Рейнольдса BSL [19]. Как известно, последние две модели обеспечивают повышенную точность при моделировании отрывных и закрученных течений, причем BSL модель является более ресурсоемкой. В данном случае, однако, результаты расчета с использованием этих моделей различались незначительно, поэтому все последующие расчеты были проведены с использованием  $k - \epsilon$  модели.

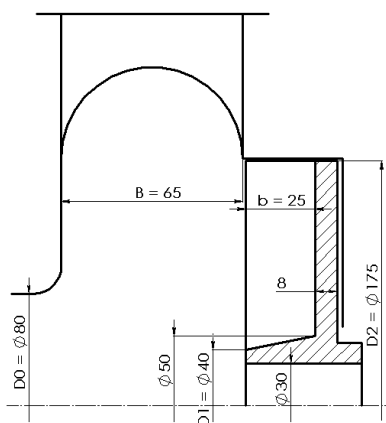


Рис. 1. Экспериментальный СВН

Расчет течения выполнялся в стационарной постановке. Изменение положения поверхности стыка между РК и свободной камерой не оказывало заметного влияния на результат расчета. На этой поверхности стыка задавалось условие “Frozen Rotor” (“замороженный ротор”).

*Исследование влияния геометрических параметров РК на характеристики насоса.* Влияние основных геометрических параметров РК на характеристики насоса проиллюстрировано на рис. 2-5. Безразмерные напор, подача и мощность, определялись по зависимостям:

$$\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \frac{gH}{n^2 D_2^2}, \quad \bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \frac{Q}{n D_2^3}, \quad \bar{N} = \frac{1.728 \cdot 10^9}{\pi^4} \frac{N}{\rho n^3 D_2^5}.$$

Как показано на рис. 2, наиболее высокий КПД обеспечивает РК с числом лопастей 10. Этот результат соответствует рекомендациям работы [5]. При дальнейшем увеличении числа лопастей напор насоса незначительно увеличивается, но КПД слегка снижается. Подача насоса, при которой достигается оптимальное значение КПД, от числа лопастей практически не зависит. Этот же вывод ранее был сделан в работе [5].

Согласно рис. 3, стеснение потока лопастями оказывает существенное влияние на напор и КПД насоса. Так, уменьшение КПД при изменении толщины лопасти от  $\bar{\delta} = 0.011$  до  $\bar{\delta} = 0.045$  составляет почти 3%, коэффициента напора – 10% (согласно расчету – 6%). Максимальные значения КПД (эксперимент – 53%, расчет – 55.5%) и напора насоса (эксперимент –  $\bar{H} = 1.1$ , расчет –  $\bar{H} = 1.12$ ) получены при наименьшей из исследованных толщин. Оптимальная подача насоса от толщины лопастей практически не зависит.

Согласно рис. 4, наиболее высокие значения напора и КПД достигаются при относительной ширине лопастей  $\bar{b} = 0.2$ , что согласуется с результатом работы [11].

Установить наличие оптимума по  $\bar{b}$  удалось благодаря тому, что величины относительной ширины исследовались в более широком диапазоне, чем в работах [2, 5].

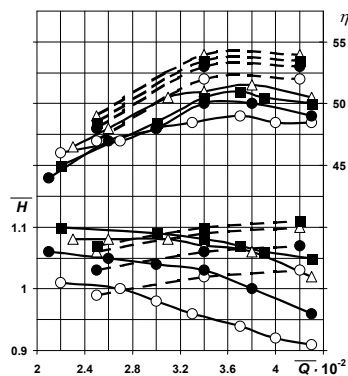


Рис. 2. Влияние числа лопастей РК на характеристики СВН:

○ – Z = 6; ● – Z = 8; △ – Z = 10;  
■ – Z = 12; здесь и далее:

сплошные линии – эксперимент, пунктирные – расчет, CFX-5.7

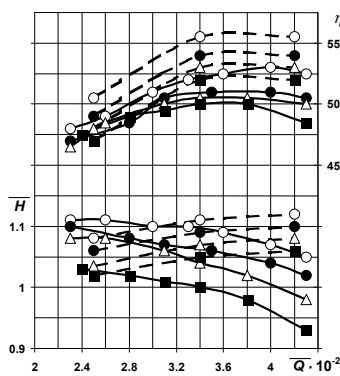


Рис.3. Влияние толщины лопасти РК на характеристики СВН:

○ –  $\bar{\delta} = 0.011$ ; ● –  $\bar{\delta} = 0.023$ ;  
△ –  $\bar{\delta} = 0.034$ ; ■ –  $\bar{\delta} = 0.045$

Существование оптимального значения  $\bar{b}$  можно объяснить тем, что по мере увеличения ширины лопастей возрастает расход жидкости через РК, т.е. увеличивается интенсивность продольного вихря, что ведет к росту напора насоса. Очевидно, что одновременно с этим повышается сопротивление продольному вихрю вследствие увеличения поверхности трения лопастей и появления обратных токов в межлопастных каналах РК, что ведет к росту потерь и снижению напора насоса. Начиная с некоторой величины  $\bar{b}$ , негативный эффект будет преобладать. Эта ширина лопастей и будет оптимальной. Оптимальная подача насоса при изменении ширины лопастей РК заметно не меняется.

С целью проверки возможности изменения параметров насоса путем изменения угла выхода РК в плане были проведены исследования 3-х рабочих колес с  $\beta_{2y} = 90^\circ$ ;  $\beta_{2y} = 85^\circ$ ;  $\beta_{2y} = 75^\circ$ . Остальные геометрические параметры РК были аналогичны ранее исследованным. Влияние установки лопасти  $\beta_{2y}$  РК на характеристики показано на рис 5. Как видно из рисунка, согласно эксперименту при уменьшении угла  $\beta_{2y}$  с  $90^\circ$  до  $75^\circ$  напор насоса снижается примерно на 4%, правда, расчетом это отслеживается в меньшей степени.

Максимальное значение КПД имеет РК с углом выхода лопасти  $\beta_{2y} = 75^\circ$  (относительное увеличение КПД по сравнению с РК, имеющим угол  $\beta_{2y} = 90^\circ$ , составляет 2%). Увеличение КПД насоса при уменьшении угла  $\beta_{2y}$  можно объяснить, по-видимому, уменьшением потерь на входе в РК вследствие лучшей согласованности углов входящего в РК потока и угла установки лопасти на входе в колесо.

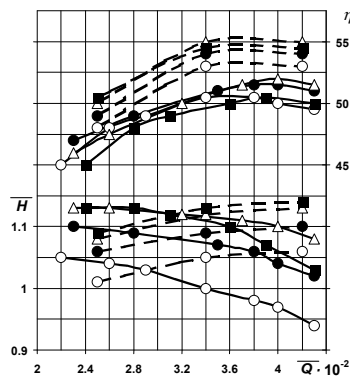


Рис. 4. Влияние ширины лопасти РК на характеристики СВН:

○ –  $\bar{b} = 0.114$ ; ● –  $\bar{b} = 0.143$ ; △ –  $\bar{b} = 0.2$ ;  
 ■ –  $\bar{b} = 0.286$

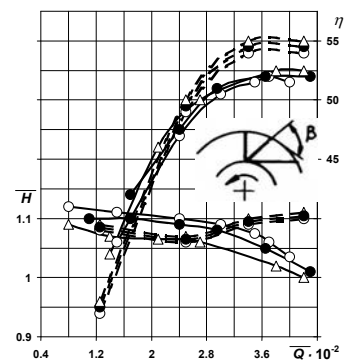


Рис.5. Влияние угла установки лопасти РК на характеристики СВН

△ –  $\beta_{2y} = 75^\circ$ ; ● –  $\beta_{2y} = 85^\circ$ ;  
 ○ –  $\beta_{2y} = 90^\circ$

На рис. 6 показаны характеристики исследованного насоса. На номинальной подаче рассчитанное значение напора по сравнению с экспериментально определенным оказалось на 4% завышенным, мощности – на 1.5%, КПД – на 2.5%. На больших и малых подачах расхождение в результатах более заметное. Неточность численного моделирования может быть связана с погрешностью дискретизации уравнений модели и с

погрешностью модели турбулентности. Кроме того, погрешность связана с использованием стационарной постановки с условием “Frozen Rotor”, тогда как реальное течение является нестационарным.

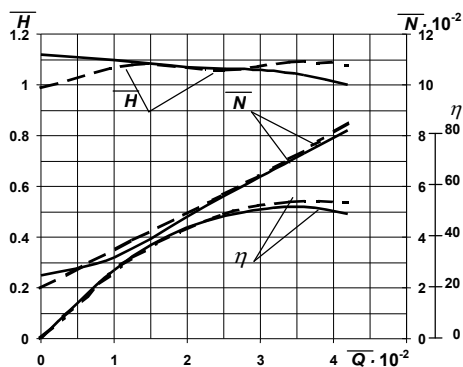


Рис.6. Характеристики исследованного насоса

### Выводы

В данной работе исследовано влияние различных геометрических параметров РК на характеристики СВН. Найдено соотношение этих параметров, обеспечивающее наивысший КПД. Для насоса с подачей  $Q = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$  и напором  $H = 20 \text{ м}$  наивысший КПД (расчет – 54%, эксперимент – 51.5%) достигнут при ширине лопасти  $\bar{b} = 0.2$ , числе лопаток  $Z = 10$  и толщине лопатки  $\bar{\delta} = 0.011$ . Получено хорошее согласование результатов расчета течения жидкости в исследуемом насосе с помощью пакета CFX-5.7 с экспериментальными результатами.

Выбор вышеуказанных оптимальных соотношений геометрических параметров РК СВН позволит увеличить КПД на 2-4%. Данные рекомендации апробированы в диапазоне  $n_s = 80-120$ .

### Литература

1. Rüttschi K. Die Arbeitweise von Freistrompumpen // Bauzeitung, Schweiz: 1968. – Vol. 86. – No. 32 – P. 575-582.
2. Egger E. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleißende Fördergüter // Pumpen und Verdichter-Informationen: 1967. – No. 2, 11 p.
3. Пресман Л.С. Смерчевые (свободновихревые) насосы // Труды ВНИИГидромаш, 1967. – № 36. – С. 46-65.
4. Stepnewski M. Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym // Przegląd mechaniczny, 1969. – Vol. 28, No. 16, P. 493-497.
5. Rokita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej, 1975. – No. 420. – P. 43-65.
6. Grabow G. Pumpen zur Förderung von Flüssigkeiten nach dem Peripheral – Wemco und Turo-Prinzip // Pumpen und Verdichter-Informationen, 1965. – No. 2. – P. 19-26.
7. Корбутовский А.А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин, Сборник научных трудов, ВНИИГидромаш, 1977. – С. 40-52.
8. Корбутовский А.А. Определение параметров свободновихревого насоса // ЦИНТИ-Химнефтемаш, Москва, Сер. ХМ-4, 1978. – № 2. – 8 с.
9. Fitero J., Gynlai F. Consideratii asupra pompelor cu rotor retras utilizabile in instalatiile de epniment // Buletinul stiintific si tehnic al Institutului Politehnic “Traian Vura”. – Timisoara, Seria mecanica. – 1977. – P. 98-102.

10. Ohba H., Nakashima Y., Shiramoto K. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump. Part 1. Theoretical Analysis // Bulletin of the JSME, 1983. – Vol. 26. – No. 216. – P. 999-1006.
11. Ohba H., Nakashima Y., Shiramoto Kazuaki, Shiramoto Kazumasa, Kojima T. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump. Part 2. A Comparison between Analysis and Experimental Results, and a Design Method of Pump // Bulletin of the JSME, 1983. – Vol. 26. – No. 216. – P. 1007-1013.
12. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) // Bulletin of the JSME, 1983. – Vol. 26. – No. 213. – P. 394-398.
13. Герман В.Ф. Исследование структуры потока в свободно-вихревом насосе // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Темат. сб. научн. трудов. – К.: ИСЦО, 1994. – С. 67-81.
14. Соляник В.А. Методики расчета проточной части свободновихревых насосов типа ‘Turo’ на основе обобщенных критериев связи режимных и геометрических параметров // Вісник СумДУ. – Суми, 1998. № 2 (10). – С. 81-84.
15. Евтушенко А.А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин // Технологические системы: – К., 2002. – № 2 (13). – С. 110-113.
16. Яременко О.В. Испытания насосов: Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1976. – 225 с.
17. Кочевский А.Н., Неня В.Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопатных гидромашинах // Вісник СумДУ. – Суми, 2003. – № 13 (59) – С. 195-210.
18. Кочевский А.Н. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX // Труды 11-й международной научно-технической конференции “Гервикон – 2005” – Т. 1. – Сумы. – С. 250-260.
19. CFX-5 Solver Theory, 2004, 261 p.

УДК 621-22

**Губарев А.П., Ганпанцурова О.С., Шульга В.В.**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ  
ВЕТРОАГРЕГАТОВ ПУТЕМ СОГЛАСОВАНИЯ ЗВЕНЬЕВ  
ЦЕПИ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ**

Рассмотрен подход к решению задачи повышения эффективности работы ветроустановок путем учета и согласования характеристик всех звеньев участников цепи преобразования энергии. Проведен расчет эффективности работы для моделей ветроустановок с различными режимами работы.

**Введение.** В настоящее время значение альтернативных источников энергии, таких как ветроэнергетика и других восстанавливаемых источников, начинает приобретать новое содержание. Ветроэнергетика, уступающая по цене в несколько раз энергии тепловых электростанций, снабженная новыми разработками и средствами автоматизации, вышла в ряде стран на передовые позиции [1,3,4]. Однако разработки новых технологий коснулись в основном ветроагрегатов, рассчитанных на большую мощность. В то же время существует потребность в использовании ветроустановок средней и малой мощности, для которых не исчерпаны ресурсы повышения их эффективности [4,5].

На данный момент в Украине эксплуатируются около десятка ветроэнергетических станций. Анализ их работы показывает, что коэффициент использования энергии ветра не превышает 30-50%. Это связано со многими факторами, которые условно можно разделить на конструкционные, эксплуатационные, энергетические и системные. Основные потери возникают при переходе от одного звена к другому в цепи преобразования энергии ветра которая состоит из воздушного потока, ветродвигателя, системы отбора мощности и преобразователя параметров и потребителя.

Для определения путей повышения эффективности работы ветроустановки проведем анализ цепи преобразования энергии ветра от ветроагрегата до потребителя. Основное внимание уделим вопросу согласованности характеристик преобразователя вида

энергии с характеристиками ветра и ветроагрегата, а также с характеристиками потребителей.

**Воздушный поток.** Проанализировав данные 214 украинских метеостанций можно сказать, что в Украине преобладают ветры со скоростью от 0 до 5 м/с (70-90%) [3]. Однако большинство мощных ветроагрегатов рассчитываются на скорости больше 8 м/с. Наиболее перспективными для использования ветроэнергетических ресурсов (средняя скорость ветра больше 5 м/с) в Украине можно назвать 7 регионов. Однако это не означает, что в этих районах ветроустановки будут работать наиболее эффективно. Существенные скорости ветра позволяют вырабатывать значительные объемы энергии, что и обуславливает рентабельность ветроэлектростанций. Однако распределение скоростей ветра на протяжении года неравномерно и изменяется в широком диапазоне, и этот фактор понижает КПД энергоустановок, рассчитанных на определенные скорости (рис.1).

**Ветродвижитель.** Известно большое количество различных типов ветроагрегатов. Они могут быть тихоходными, быстроходными, с горизонтальной и вертикальной осью и др. [3]. На эффективность работы ветродвигателя влияют конструктивные параметры,

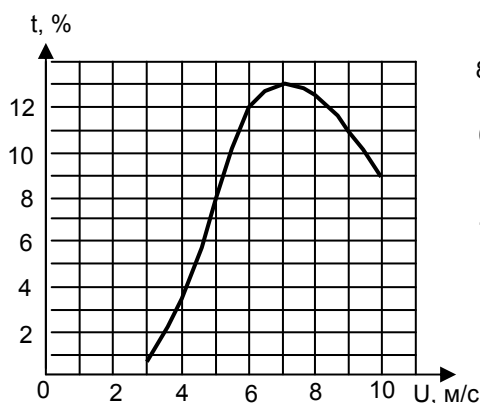


Рис.1. Изменение интервала постоянной скорости от скорости ветра

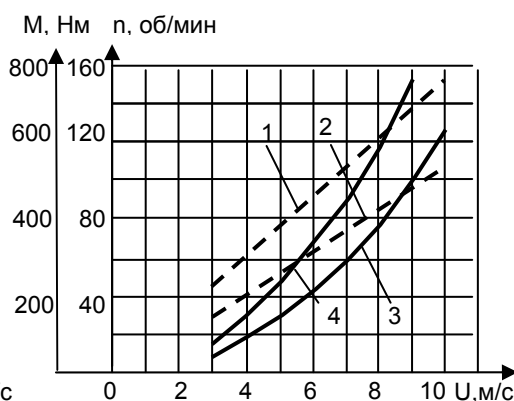


Рис. 2. Зависимость количества оборотов от скорости ветра  
1 – n для ВЭУ 10 – 10, 2 – n для ВД – 6,  
3 – M для ВЭУ 10 – 10, 4 – M для ВД – 6

аэродинамические характеристики, высота установки ветроагрегата над уровнем земли и др. К примеру, для ВЭУ с горизонтальной осью, энергия вырабатывается только от части воздушного потока, проходящего через ветроколесо (возникновение вихрей уменьшает силу на концах лопастей, имеется “мертвая” зона в центре ветроколеса). Кроме этого, с изменением скорости ветра угол атаки профиля лопасти будет отклоняться от расчетного, что тоже приведет к изменению КПД.

**Система отбора мощности и преобразования параметров.** Вариантов исполнения систем отбора мощности достаточно много и выбор какой-то конкретной системы в первую очередь зависит от потребителя. Как правило, требуется энергия определенного вида, с известными параметрами и заданным режимом потребления. Для этих функций применяются различные накопители энергии, устройства повышения и понижения параметров, системы стабилизации мощности, противоштормовая защита и др.

**Потребители.** В контексте решаемой задачи, потребителей энергии удобно разделить на 3 группы: 1) с постоянными параметрами; 2) с независимыми параметрами; 3) с переменными параметрами.

Чтобы наглядно убедиться, как влияет несогласованность характеристик воздушного потока и потребителей на снижение эффективности работы ветроустановки, обозначим диапазоны фиксированных значений скоростей ветра, необходимых для работы

различных потребителей, на графиках зависимости мощности от скорости ветра (рис. 3, рис. 4).

*Потребители с постоянными параметрами* могут отбирать необходимую мощность, соответствующую фиксированной силе ветра (к примеру, 5 м/с, зависимость 3, рис.3). При этом эффективность работы ветроагрегата будет максимальной только при расчетной скорости ветра, и будет снижаться по мере ее увеличения (рис. 3, зависимости 1, 3). При скоростях ветра до 5 м/с энергии, вырабатываемой ветроустановкой, будет недостаточно для начала работы электроприборов, то есть фактически ветроагрегат работает вхолостую. При скорости ветра 5 м/с ветроагрегат будет давать расчетную мощность. Однако при усилении ветра свыше 5 м/с вся «лишняя» энергия будет теряться в системе отбора мощности и преобразования параметров.

*Потребители с независимыми параметрами* (например, водяные насосные станции) в зависимости от скорости ветра будут подавать разное количество воды. Они являются более универсальными, чем потребители с постоянными параметрами, однако не смогут обеспечивать полную эффективность работы ветроагрегата (зависимость 4, рис. 2). Известно, что с увеличением скорости ветра на ветроколесе возрастает количество оборотов и крутящий момент. Однако водяной насос способен воспринимать только рост числа оборотов путем увеличения расхода. Увеличение момента при постоянном напоре на выходе восприниматься им не будет. К тому же потребность в таких насосных станциях ограничена.

*При применении потребителей с переменными параметрами* может быть использован генератор постоянного тока с аккумуляторной батареей. При этом стоимость ветроустановки возрастает, однако эффективность ее работы по сравнению с первым вариантом, несколько выше, так как можно использовать более широкий диапазон скоростей ветра (к примеру, от 5 м/с до 10 м/с, зависимость 2, рис. 2). По сравнению с потребителями с независимыми параметрами (насосные установки), применение систем с переменными параметрами встречается чаще и расширяет возможности использования.

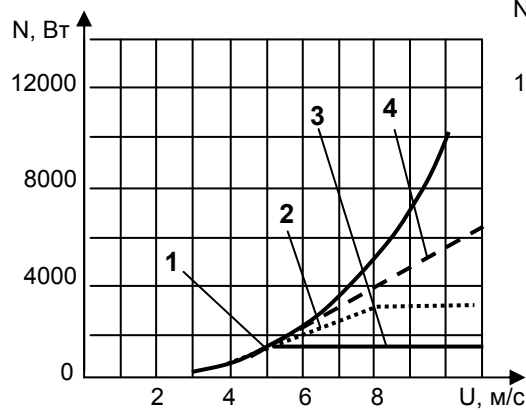


Рис. 3. Зависимости мощности однородной системы от скорости ветра

1 - расчетная зависимость мощности от скорости; 2 - мощность потребителей с переменными параметрами; 3 - мощность потребителей с постоянными параметрами; 4 - мощность потребителей с независимыми параметрами

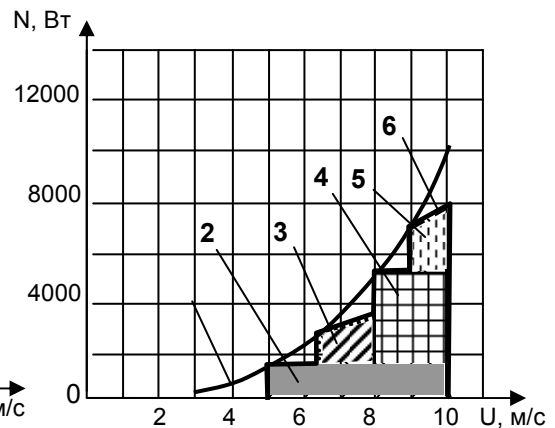


Рис. 4. Зависимости мощности

комбинированной системы от скорости ветра 1 - мощность воздушного потока; 2 - мощность генератора №1; 3 - мощность генератора №3; 4 - мощность генератора № 2; 5 - мощность насосной установки; 6 - интегральная мощность комбинированной системы

Проведенный выше анализ показывает, что ни одна в отдельности взятая группа потребителей не имеет согласованных с ветроагрегатом характеристик. С учетом этого для повышения энергетической эффективности работы ветроустановки может быть ис-

пользован вариант комбинированной работы разных потребителей с одним ветроагрегатом (рис. 4).

Конкретная схема будет получена детализацией системы отбора мощности (рис. 5). Ее состав и алгоритм работы определяются требуемыми параметрами потребителей и характеристиками воздушного потока. Группа с постоянными параметрами (поз. 5, 6, 7) задаст характеристику 2 или 4 (рис.4). После того, как излишек мощности составит пороговое значение, могут включиться элементы 8, 9, 10 (область 3). При возрастании мощности сверх установочной генератора 10, излишек расхода жидкости может быть направлен к мотору и насосу 11 (область 5). Огибающая линия 6 и зависимость 1 (рис. 4) иллюстрируют сближение входных и выходных характеристик мощности.

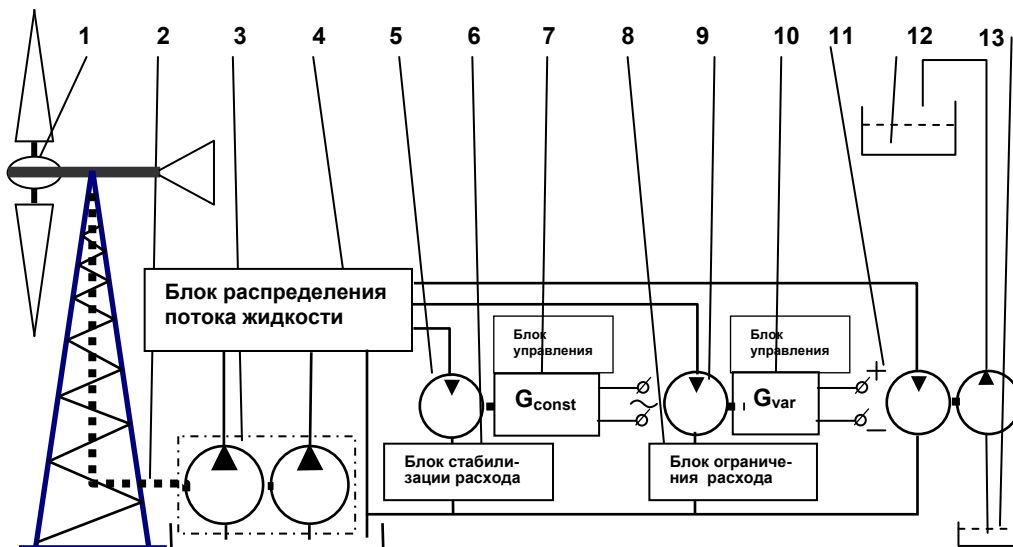


Рис. 5. Схема ветроагрегата с переменной структурой системы отбора мощности

1 – ветроагрегат; 2 – трансмиссия; 3 – блок насосов; 4 – блок клапанов и реле; 5 – гидромотор генератора переменного тока; 6 – гидросистема стабилизации расхода; 7 - генератор переменного тока; 8 – клапан ограничения расхода; 9 - гидромотор генератора постоянного тока; 10 - генератор постоянного тока; 11 – гидромотор с водяным насосом; 12 – емкость накопитель; 13 – емкость источник

**Эффективность работы ветроустановки.** Мощность, получаемая потребителем, проходит ряд преобразований и зависит от согласования характеристик участников преобразования энергии. Рассмотрим подробнее всю цепочку преобразований. Мощность зависит от скорости и поперечного сечения воздушной струи, проходящей через ветроколесо. Приближенно мгновенное значение мощности воздушного потока определяется зависимостью [5]:

$$N = \xi \cdot \rho \cdot U^3 \cdot \pi \cdot \frac{R_{\text{сy}}^2}{2}, \quad (1)$$

где  $\xi$  – коэффициент использования энергии ветра, ( $\xi = 0,3 \dots 0,593$ );  $\rho$  – плотность воздуха, ( $\rho = 1,205 \text{ кг/м}^3$ );  $U$  – скорость ветра;  $R_{\text{сy}}$  – радиус колеса.

Чтобы приблизить расчет к реальным задачам, последующее рассмотрение проведем на примере двух ветроагрегатов ВД-6 и ВЭУ 10-10. Количество оборотов и крутящий момент ветроколеса определяется с учетом коэффициента быстроходности  $z$  (рис.2) [5]:

$$n = \frac{60 \cdot U \cdot z}{\pi \cdot 2 \cdot R_{\text{вy}}}, \quad (2)$$

$$M = \frac{N}{\omega}, \quad (3)$$

где  $[\omega]$  – режим работы ветродвигателя;  $\omega$  – угловая скорость ветроколеса.

Зависимости мощности ветрового потока от скорости ветра, ( $N = f(U)$ ), вместе с зависимостями количества оборотов ветроколеса и крутящего момента ( $n = f(U)$ ,  $M = f(u)$ ) позволяют определить характер потерь энергии от несогласованности элементов (рис.1, рис.2). Во-первых, рост мощности на ветроколесе происходит в кубической зависимости, а числа оборотов колеса в линейной от скорости. Если взять потребителя 2-й группы (водяной насос наполнения водонапорной башни), то пропорционально числу оборотов возрастет расход. Прирост мощности за счет момента мог бы привести к росту давления. Но, рассматриваемый потребитель подает жидкость при постоянном напоре на выходе, то есть часть мощности теряется. В случае применения генератора постоянного тока при увеличении числа оборотов по линейному закону вырабатываемая мощность также будет возрастать по линейному закону, и часть мощности будет теряться.

Во-вторых, мгновенная мощность ветрового потока не дает нам полной картины эффективности использования ветроагрегата в течение эксплуатационного цикла. Так зависимости (1), (2) и (3) не дают реальной энергетической характеристики, поскольку скорость ветра в течение года распределяется нелинейно (рис.1). Для уточнения получаемого эффекта перейдем к рассмотрению энергии, вырабатываемой ветроагрегатом за расчетный период времени – 1 год. Приближенное количество энергии, вырабатываемой ветроколесом, зависит от диапазона используемых скоростей и интервала времени работы агрегата ( $t_{min}$ ,  $t_{max}$ ):

$$W = \int_{t_{min}}^{t_{max}} N(t)dt = \int_{U_{min}}^{U_{max}} N(t) \cdot t'(U) \cdot dU, \quad (4)$$

где  $dt$  – промежуток времени, на протяжении которого скорость ветра постоянна, ( $U_{min}$ ,  $U_{max}$ ) – диапазон рабочих скоростей.

С учетом этого разница в функции мощности (1) и энергии (4), которую агрегат способен вырабатывать, станет еще нагляднее (рис. 6, 7). Представим распределение скорости ветра в течение года (рис.1) в виде полинома:

$$t'(U) = A_1 + A_2 \cdot U + A_3 \cdot U^2 + A_4 \cdot U^3 + A_5 \cdot U^4. \quad (5)$$

Определим максимальное значение энергии на первом переходе цепочки, которое сможет вырабатывать ветроагрегат, работающим в диапазоне скоростей от 3 до 10 м/с:

$$W_C = \int_3^{10} W'(U) \cdot dU = \int_3^{10} (N't + Nt') \cdot dU. \quad (6)$$

С учетом выражений (3) и (5) в общем, виде получим:

$$W_C = \xi \cdot \rho \cdot \pi \cdot \frac{R_{By}^2}{2} \int_3^{10} (N't + Nt') \cdot dU = 17780 \text{ кВт} \cdot \text{час}.$$

Определим энергию на последнем переходе – к потребителю. В качестве преобразователя энергии примем генератор переменного тока. Энергия, вырабатываемая ветроагрегатом, рассчитанным на скорость ветра 5 м/с, ограничится постоянной мощностью и скоростью выше 5 м/с:

$$W_{(5\text{м/с})} = 0,026 \cdot \int_5^{10} N_5 \cdot t'(U) \cdot dU = 4401 \text{ кВт} \cdot \text{час}.$$

Рассмотрим этот же вариант с ветроагрегатом, рассчитанным на скорость ветра 8 м/с. Он охватывает меньший диапазон по скорости, а значит и по времени эксплуатации. Но при этом существенно возрастет установочная и выходная мощность генератора, хотя при скорости менее 8 м/с энергия вырабатываться вообще не будет:

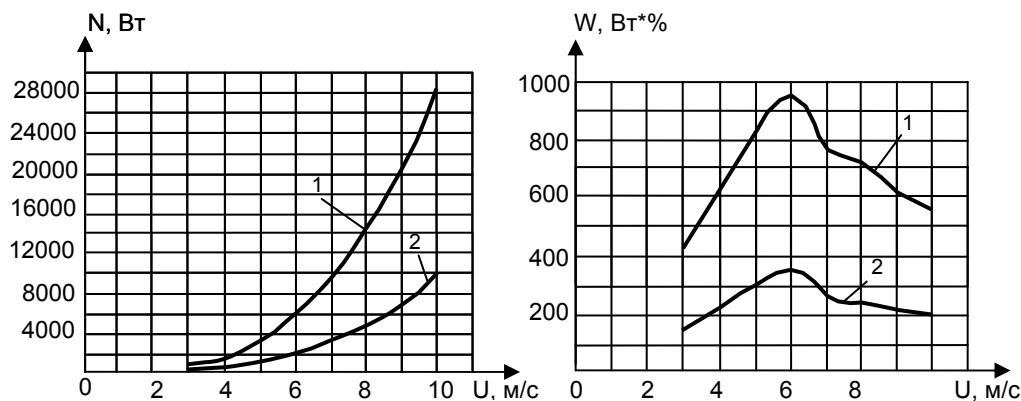


Рис. 6. Распределение мощности воздушного потока по скорости ветра с учетом времени, на протяжении которого скорость ветра имеет фиксированное значение  
1 – для ВЭУ 10 – 10, 2 – для ВД – 6

Рис. 7. Распределение энергии воздушного потока по скорости ветра с учетом времени, на протяжении которого скорость ветра имеет фиксированное значение  
1 – для ВЭУ 10 – 10, 2 – для ВД – 6

$$W_{(8м/с)} = 0,026 \cdot \int_8^{10} N_8 \cdot t'(U) \cdot dU = 7572 \text{ кВт} \cdot \text{час} .$$

Перейдем к согласованию характеристик ветроагрегата и потребителя в цепочке преобразования энергии. Применим в качестве генератора переменного тока многополюсный асинхронный электродвигатель [6]. Он позволяет изменять выходную мощность и требуемое число оборотов вала путем подключения или отключения пар полюсов. Что позволяет использовать один агрегат для трех расчетных скоростей воздушного потока и перейти к ступенчатой характеристике мощности. Для 3-х полюсного асинхронного электродвигателя типа А4МН355М4, можно обеспечить три расчетные скорости ветра 4 м/с, 6 м/с и 8 м/с:

$$W_c = 0,026 \cdot \left( N_4 \cdot \int_4^6 t'(U) \cdot dU + N_6 \cdot \int_6^8 t'(U) \cdot dU + N_8 \cdot \int_8^{10} t'(U) \cdot dU \right) = 11350 \text{ кВт} \cdot \text{час} .$$

Сравним полученные результаты. Весь энергетический потенциал для ВД-6 в диапазоне 3 .. 10 м/с составил примерно 17780 кВт\*час. При установке потребителя с постоянными параметрами получено: для диапазона 5...10 м/с примерно 4401 кВт\*час; для диапазона 8...10м/с примерно 7572 кВт\*час. При установке потребителя с 3-мя режимами получено примерно 11350 кВт\*час. Таким образом, согласование характеристик может привести к 35% увеличению выработанной энергии и расширению временного периода ее поступления (диапазон от 4 до 10 м/с). Однако, это составляет около 60% доступной энергии воздушного потока, то есть можно говорить о 40%-м резерве повышения эффективности путем согласования характеристик ветроагрегата и потребителей.

**Выводы.** Анализ цепочки передачи энергии от ветрового потока до потребителя показал, что потери энергии могут достигать 30% из-за несогласованности элементов этой цепочки. Установлено, что наибольшее несовпадение характеристик наблюдается у ветрового потока, ветроагрегата и потребителей любого определенного типа. Показано, что одним из путей повышения энергетической эффективности является построение системы с адаптивной структурой, включающей потребителей с разными режимами и характеристиками в сочетании с гидравлической системой отбора, стабилизации и распределения потоков жидкости.

## Л и т е р а т у р а

1. Состояние развития ветроэнергетики за рубежом /В.А. Минин; Рос. акад. наук, Кол. науч. центр, Ин-т физ.-техн. проблем энергетики Севера. –Препр. – Апатиты: КНЦ РАН, 1998. – 37 с.
2. Система автоматичного керування вітроенергетичною установкою / О.М.Яхно, В.К. Буслов, В.С. Лысенко, Т.Г. Таурит. - В кн.: Вестник Национального технического университета «ХПИ» Серия Технологии в машиностроении.- Харьков.: ХПИ, вып.129, часть 2, 2001, с. 236-240.
3. Annual progress report: 1Jan. – 31Dec. 1990 / Ed.: E.L. Petersen, B. Skrumager. – Denmark. – 1991. – 32 с.
4. Small wind energy conversion systems: Proc. of the BWEA one day conf., London, May 7th - 1986 / Ed. by P. Musgrove et al – Б. м. – Б. г. – 115 с.
5. Яхно О.М., Таурит Т.Г., Грабар И.Г, Ветроэнергетика: конструирование и расчет ВЭУ: Учебное пособие. – Житомир: ЖГТУ, 2002. – 255 с.
6. Кацман М.М. Электрические машины: Учеб. Для учащихся электротехн. спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1990. – 463с.

УДК 621-22

**Губарев О.П., Пижигов Ю.О., Левченко О.В.**

### **ВИБІР СХЕМНИХ РІШЕНЬ З УРАХУВАННЯМ ЕНЕРГОВИТРАТ БАГАТОПРИВІДНОЇ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ**

Розглянуто основні способи регулювання продуктивності роботи гідроприводів циклічної дії та визначено їх переваги і недоліки. Визначено залежність ефективності роботи гідросистеми від способів регулювання насосних агрегатів та їх зв'язок з технологічним процесом роботи системи. Запропоновано врахування ресурсу роботи гідросистеми в критерії для визначення енергетичної ефективності. Розроблено рекомендації по розрахунку і вибору ефективного способу регулювання насосного агрегату з урахуванням технологічного циклу та ресурсу роботи системи.

**Вступ.** Постійне зростання вартості енергоносіїв змушує звернути увагу на питання більш ефективного використання промислового обладнання. Аналіз промислового виробництва показує, що суттєву частину виробничих систем складають системи гідроприводів циклічної дії, тому питання підвищення ефективності таких систем є досить вагомим при вирішенні питань економії енергоносіїв для всього виробництва. Основна частина технологічного обладнання, яке експлуатується або проектується, зазвичай не вичерпує максимальну ефективність, що пов'язано з різними факторами. Це й недостатня кваліфікація і досвід проектувальників, відсутність обмежень по використанню енергоносіїв, відсутність необхідного обладнання, недостатній екологічний контроль і т.д. Сучасні умови висувають вимоги більш раціонального використання промислового обладнання, мінімальної енергетичної залежності і відповідно максимальної ефективності роботи систем. Так як більшість промислових підприємств використовує в технологічному циклі, в залежності від напрямку промисловості (пакувальні лінії, транспортувальні операції, лінії автоматичного розливу сталі, машинозбиральні операції), до 85% гідравлічних пристроїв, актуальним стає питання підвищення ефективності безпосередньо гідравлічної частини системи. Проаналізувавши гідросистеми, які використовуються на виробництві була виявлена можливість зниження витрат енергії за рахунок розробки схемних рішень з підвищеним рівнем ефективності.

**Постановка задачі.** Визначити переваги та недоліки типових схемних рішень гідравлічних систем. Показати рівні енергетичних затрат при одних і тих же умовах експлуатації. Дослідити можливість підвищення енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу шляхом узгодження характеристик насосних агрегатів з параметрами технологічного циклу роботи системи приводів. Розробити рекомендації по розра-

хунку та вибору схемного рішення гідросистеми з урахуванням технологічного циклу роботи системи та ресурсу роботи агрегатів.

**Запропоноване рішення.** Результуючі енергетичні характеристики гідравлічної системи залежать від гідравлічних схем системи, від типу обладнання, яке використовується для реалізації цих схем та від узгодженості дій приводів відповідно до технологічного циклу роботи системи. Працюючи над питанням підвищення ефективності роботи гідравлічних багатопривідних систем було виявлено, що зміна виробника того чи іншого обладнання не призводить до значного підвищення ефективності роботи системи, так як типове гідравлічне обладнання має відношення показників ціна-якість на тому рівні, який з врахуванням довговічності роботи системи, дасть приблизно однаковий результат [2]. Тому найбільш вірогідним способом і перспективним напрямком підвищення ефективності є вибір оптимальної гідравлічної схеми та способу керування.

Для оцінки ефективності роботи гідравлічних багатопривідних систем необхідно розробити критерії, які дозволили б отримати оцінку допустимих енерговитрат. При розробці таких критеріїв слід враховувати: робочі характеристики приводів, довговічність гідравлічного обладнання, інтенсивність відмов в процесі роботи системи, режими роботи обладнання (кількість змін в день, кількість днів в місяці і т.д.), завантаженість протягом зміни, частота та час обслуговування та ремонтів. Це дозволяє наблизити прогнозовану ефективність до реальної в процесі експлуатації.

Тобто, лише маючи сумарні економічні витрати на впровадження конкретної схеми, її експлуатацію, обслуговування, ремонти та ін. можна говорити про ефективність запропонованої системи [1].

Проаналізувавши типові схемні рішення, які використовуються для багатопривідних систем було виявлено, що для оцінки роботи системи можна застосувати комплексний критерій ефективності роботи системи за період рівний її ресурсу [2]. В загальному випадку ефективність роботи системи можна представити у вигляді відношення витрат на створення і експлуатацію системи до періоду часу, протягом якого система експлуатується:

$$E = C_{\Sigma} / T_{\Sigma}, \quad (1)$$

Для розробки рекомендацій по вибору схеми запропонуємо комплексний критерій ефективності для типових схем з однаковими умовами експлуатації і технологічним циклом.



Рис.1 Гідравлічний стенд моделювання роботи приводів

Порівняльні експериментальні дослідження було проведено на гідравлічному обладнанні, яке моделює роботу супорта металорізального верстата (рис.1). Гідропривід складається з двох гідравлічних циліндрів, які відповідно здійснюють поперечну і поздовжню подачу робочого інструменту верстата. В якості насосного агрегату було використано типові схемні рішення: нерегульований насос з переливним клапаном, регульований насос, нерегульований насос з гідроакумулятором, схема з пропорційними розподільниками і пропорційним переливним клапаном.

Система забезпечує роботу приводів в такій послідовності: швидке підведення першого і другого циліндрів (ШП1, ШП2) → поздовжня подача чорнової обробки, циліндр 2 (ЧО2) → швидке відведення, циліндр 2 (ШВ2) → поперечна подача, циліндр 1 (РП1) → поздовжня подача чистової обробки (РП2) → швидке відведення, циліндр 2 (ШВ2). В сучасних системах швидкості руху гідроприводу сягають 1-2 м/хв, а мінімальні значення складають всього 14-20 мм/хв.

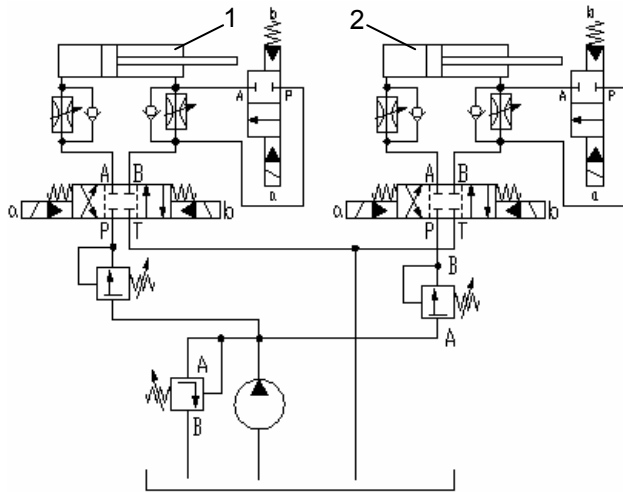


Рис. 2. Схема гідроприводу металорізального верстату з дросельним регулюванням: 1 – привід повздовжньої подачі, 2 – привід поперечної подачі

характеризуються найбільшою споживаною енергією і найбільшими енергетичними втратами [3]. Розглянемо приклад гідроприводу з нерегульованим насосом та переливним клапаном (рис. 2).

Для того щоб оцінити ефективність роботи подібної схеми, в першу чергу визначаємо коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = N_{кор} \cdot t_u / N_{зам} \cdot t_u, \quad (2)$$

де:  $N_{кор}$  – корисна потужність системи, Вт;  $N_{зам}$  – затрачена потужність, Вт.

Відповідно корисна енергія визначається сумою добутку тиску масла в системі та витрати на кожному такті роботи системи:

$$E_{кор} = \sum_1^n p_i \cdot Q_i \cdot t_i, \quad (3)$$

$$Q = S \cdot v = (F/P) \cdot v, \quad (4)$$

$n$  - кількість тактів роботи гідросистеми.  
тому корисна енергія при підведенні/відведенні становить:

$$E_{кор} = N_1 \cdot t_1 + N_2 \cdot t_2 + N_3 \cdot t_3 + N_4 \cdot t_4 + N_5 \cdot t_5 = 27 \text{ кВт} \cdot \text{год}. \quad (5)$$

Відповідно затрачена енергія визначається за схемою рис.2 добутком максимального тиску та витрати, які необхідні в процесі роботи системи:

$$E_{зам} = Q_{max} \cdot P_{max} \cdot \sum_1^n t_i = 105,9 \text{ кВт} \cdot \text{год}. \quad (6)$$

Оскільки подача насоса і тиск в напірній лінії гідросистеми визначаються максимально можливою швидкістю гідродвигуна і навантаженням на робочому органі і для нерегульованого насоса і звичайного переливного клапану постійні, можна зробити висновок, що при робочій подачі (а це більша частина часу циклу) ККД гідроприводу близький до нуля, так як практично все масло, яке подається насосом, зливається в бак через переливний клапан, не виконуючи корисної роботи. Таким чином ККД такої схеми складає 10 - 25%. Це означає, що протягом часу робочого циклу значна частина споживаної потужності витрачається на нагрів масла в гідросистемі, за рахунок його зливання з максимальним тиском через переливний клапан [7].

Для дотримання технологічного циклу для кожної операції повинні бути витримані робочі параметри гідроприводу: швидкий підвід і відведення поперечної і повздовжньої подачі - швидкість 0,1 м/сек, тиск 2 МПа; чорнова обробка - 0,05 м/сек, 3,7 МПа; робоча подача - 0,001 м/сек, 6,3 МПа. Роботу системи розглянуто з номінальним зусиллям, яке створюють циліндри подачі 24,2 кН. Для розрахунку обрано два ступені навантаження обладнання: в одну зміну (7 год/доба); в три зміни (21 год/доба).

Найбільш простими і найчастіше вживаними є схеми з дросельним регулюванням, які

Гідросистема прикладу може бути також реалізована за допомогою використання регульованого насосу замість нерегульованого насосу і переливного клапану. Таке рішення дозволяє змінювати витрату масла насосу відповідно до потреб споживачів при постійному тискові [3, 6].

Відповідно корисна енергія для такого схемного рішення буде такою ж як і при дросельному регулюванні. Затрачена енергія буде відрізнятись за рахунок постійної зміни витрати насосу:

$$E_{зат} = P_{max} \cdot \sum_1^n Q_i \cdot t_i = 76,15 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (7)$$

Відповідно ККД схеми з регульованим насосом становить близько 40%.

Оскільки, в процесі роботи системи витрата масла нерівномірна, може бути використана схема гідроприводу з гідроаккумулятором [3]. Таке рішення дозволяє використати насосний агрегат меншої потужності і відповідно знизити енергетичні затрати. Для вибору гідроаккумулятора визначається середня витрата, відповідно до якої вибирається насосний агрегат. Об'єм акумулятора визначається по середній витраті і часу зарядки або розрядки гідроаккумулятора.

$$Q_{сеп} = \frac{\sum_1^n Q_i \cdot t_i}{\sum_1^n t_i} = 1,83 \text{ л/хв} \quad (8)$$

Відповідно затрачена енергія для такої схеми становить:

$$E_{зат} = Q_{сеп} \cdot P_{max} \cdot \sum_1^n t_i = 54,85 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (9)$$

ККД нашого прикладу становить більше 50 %.

Одним з варіантів вирішення поставленої задачі є використання пропорційних

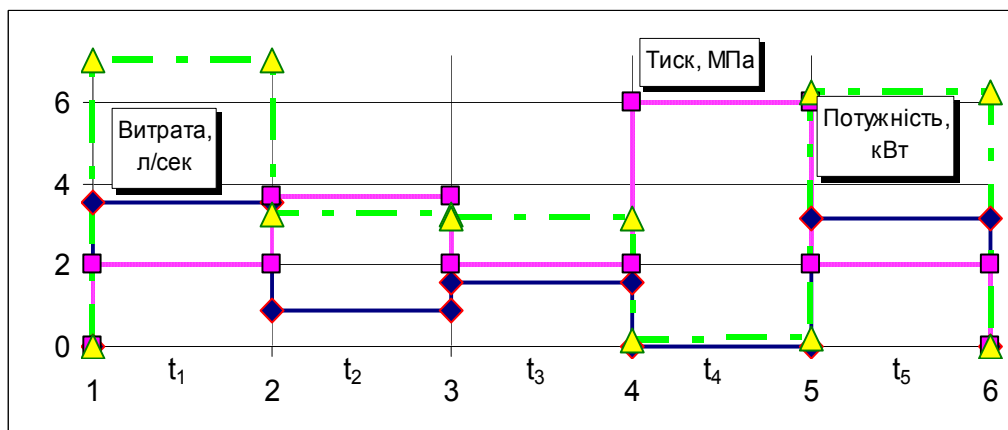


Рис.3. Характеристики корисної роботи приводів

розподільників і пропорційних переливних клапанів [4, 5]. Цей напрямок знаходиться у стані розвитку, що зумовлено початком широкого використання пропорційної техніки і гідравлічних клапанів. Можливості цього напрямку полягають у використанні циклу роботи приводів при укладанні програми керування пропорційними розподільниками, пропорційними переливними клапанами і подачею насосного агрегату. Програмування клапанів дозволяє змінювати потужність приводу в моменти прискореного руху, руху із сталою швидкістю, руху із відомим законом навантаження на привод.

Затрачена енергія буде визначатись добутком номінальної витрати на робочий тиск, необхідний на виконання даної операції:

$$E_{\text{зат}} = \left( \sum_1^n P_i \cdot Q_{\text{max}} \cdot t_i \right) + E_{\text{втрат}} = 43 \text{ кВт} \cdot \text{год}, \quad (10)$$

де  $E_{\text{втрат}}$  - втрати енергії в гідроапаратах та по довжині трубопроводів.

При використанні кожної схеми присутні втрати на місцевих опорах і по довжині трубопроводів, тому ефективність роботи системи дещо знижується.

На перший погляд, при порівнянні типових схем гідроприводу не виникає сумнівів з приводу вибору найбільш ефективної схеми регулювання насосного агрегату. Але таке порівняння показує лише рівень ефективності і енергоспоживання в процесі експлуатації системи.

В результаті, напрямок науково-дослідних робіт пішов в бік вирішення питань врахування технологічного циклу в системі керування енергетичними агрегатами (способу регулювання насосних станцій). Для того щоб оцінити повні витрати на запропоновану схему, необхідно враховувати витрати на створення системи. В запропонованому критерії ефективності вибраної схеми враховано початкову вартість на створення системи та витрати на експлуатацію системи протягом ресурсу роботи системи.

$$K_{\text{еф}} = \frac{BC + E \cdot Q \cdot EC \cdot R}{365 \cdot T}, \quad (10)$$

де:  $BC$  - сумарні витрати на створення системи, грн;  $E$  - затрачена енергія системи за один робочий цикл, Вт·год;  $Q$  - кількість робочих циклів, які виконує система протягом однієї години, год<sup>-1</sup>;  $EC$  - вартість електроенергії, грн/кВт·год;  $R$  - ресурс роботи гідро-системи, год;  $T$  - строк експлуатації установки, років.

При розрахунку коефіцієнта ефективності було виконано ряд допущень для полегшення отримання необхідних значень. В витратах на створення системи не враховувалась вартість тих пристроїв, які є однаковими для усіх схем, тобто не було враховано вартість приводів, запобіжних клапанів, баків, робочої рідини та ін. При визначенні затраченої потужності використовувались номінальні характеристики насосного агрегату, а не привідного електродвигуна, тобто не враховані ККД насосу і електродвигуна. При виборі кількості робочих циклів за годину не враховувались технологічні зупинки, зупинки на обслуговування (експлуатаційні зупинки: пуск системи, прогрів масла) і т.д. При розрахунках вартість електроенергії використана станом на 2007 рік.

При розрахунку коефіцієнта ефективності, для типових схем було обрано гідравлічне обладнання фірми Bosch Rexroth і ціни станом на 2004 рік.

Сумарна вартість обладнання розраховувалась не лише в кількості пристроїв, необхідних для запуску системи, а з врахуванням коефіцієнту завантаження обладнання в процесі експлуатації.

Для розрахунку витрат на створення системи визначається кількість обладнання кожного типу, яке необхідне для всього строку експлуатації:

$$K_{\text{обл}} = \frac{365 \cdot T \cdot S}{R}, \quad (11)$$

де  $R$  - ресурс роботи конкретного обладнання, год;  $S$  - ступінь завантаження обладнання, год/добу;  $T$  - строк експлуатації гідросистеми, років.

З практичного досвіду проектування і експлуатації гідросистеми термін експлуатації можна оцінити: для гідроприводів станків – 12-13, в металургії і важкому машинобудуванні – 20-25, пластмасопаратів – 7-8, гідроприводів харчових технологічних ліній – 4-5 років.

В результаті проведеного розрахунку визначено коефіцієнти ефективності для типових гідросистем при різному ступені завантаження обладнання (табл. 1).

Ресурс системи є комплексним критерієм і на його величину впливає значна кількість чинників. Тому, з метою спрощення розрахунків, за ресурс системи було прийнято ресурс пристрою зі складу системи, який має найменший ресурс.

Т а б л и ц я 1

**Порівняльні характеристики типових гідросистем**

Схема	Потужність, кВт	Ресурс, год	Початкова вартість, €	$K_{\text{еф}}(S_1)$ , грн/год	$K_{\text{еф}}(S_2)$ , грн/год
Дросельне регулювання	105,9	35000	5728	1,38	1,81
З регульованим насосом	76,15	22000	7969	1,29	2,34
З використанням акумулятора	54,5	35000	8251	1,02	1,44
З пропорційними клапанами	43	17000	7909	1,04	2,39

Порівнявши отримані результати, можна побачити що коефіцієнт ефективності змінюється в залежності від умов експлуатації. При розрахунку коефіцієнту ефективності витрати типової схеми можуть бути також визначені на одиницю виробленої продукції.

Аналогічно на вибір типової схеми гідросистеми можуть впливати і інші показники. Наприклад, проаналізувавши залежність, за якою проводиться розрахунок запропонованого критерію ефективності побачимо, що результат є наслідком низьких цін на електроенергію. У випадку підвищення ціни, пропорція між схемними рішеннями буде змінюватись на користь схем з більш дорогим обладнанням, але з меншим енергоспоживанням в процесі експлуатації системи.

**Висновки**

1. Запропоновано підвищення енергетичної ефективності шляхом вибору схемного рішення за методикою, що враховує енергетичні витрати багатопривідної гідравлічної системи.
2. Запропоновано використання в якості критерію ефективності роботи гідросистеми комплексний коефіцієнт, який враховує початкові витрати на створення системи, витрати на експлуатацію за період рівний строку експлуатації системи та ресурс окремих пристроїв, які входять до складу гідроприводу.
3. Обґрунтовано можливість зменшення енерговитрат системи за рахунок врахування ступеню завантаження обладнання відповідно до технологічного циклу.

**Л і т е р а т у р а**

1. Губарев А.П., Козинец Д.А., Левченко О.В. MAS-1.0 – Упрощенное моделирование многоприводных гидропневматических систем циклического действия/ Збірник статей, Краматорськ, 2005
2. Сырицин Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода. - М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.
3. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
4. R. Ewald, J. Hutter, D. Kretz, A. Schmitt „Proportional- und Servoventil-Technik“ Der Hydraulik Trainer Band 2, Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main, Würzburg 1998
5. D. Scholz, A. Zimmermann „Proportional Hydraulics“ Workbook Basic Level, Festo Didactic GmbH&Co, OCKER Ingenieurbüro, Denkendorf 1998
6. Mechatronika/ pod kier. Dietmara Schmida.- Polish edition REA, Warszawa.- 2002.- 384p.
7. Залманзон Л.А. Теория аэрогидродинамических систем автоматического управления.- М.: 1977.- 416с.

Дрягин Д. П.

**КОНТУРОЗВЕННЫЕ ОПЕРАЦИИ В  
КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ**

Приводится анализ операций сложения и деления контуров-звеньев и неизменяемого кольца. При сложении и делении контуров-звеньев применены переместительный и сочетательный законы, которые показывают возможность аннигиляции в кинематических цепях. Рис. – 9, источн. - 4

Структурный анализ и синтез кинематических цепей, выполняемый на основе незаконномерных систематик [1,2,3], охватывает лишь однородные и односемейственные цепи.

Существующее деление кинематических цепей на простые и сложные, а также замкнутые и незамкнутые, выполняемое на основе незаконномерных систематик, не учитывает факторы закономерной контурозвенности и контурозвенной аннигиляции (превращения) в цепях.

Кроме того, незаконномерные структурные систематики, охватываемые формулами Чебышева, Сомова-Малышева, Добровольского и Озола, не позволяют выполнять множественно-топологические операции сложения, деления и дробления, что является серьезным недостатком при решении структурных задач анализа и синтеза с целью поиска оптимальных структур.

Структурный спектр современных механизмов и машин выходит далеко за пределы ограничений по однородности и односемейственности, поэтому необходим новый подход к исследованию строения кинематических цепей. Этот подход заложен в закономерной контурозвенной систематике, опубликованной в 1999г. [4].

Контурозвенный подход к строению кинематических цепей позволяет определить все возможные виды множественно-топологических операций в этих цепях.

Основные операции рассмотрены в данной статье.

## 1. Сложение контуров-звеньев и деление цепи на контуры-звенья

Контуры-звенья можно складывать друг с другом, присоединяя свободные элементы пар к соответствующим местам присоединения.

Например, в результате последовательного сложения нуль-контура с моноконтуром, а моноконтура с диконтуром получим трехзвенную трехпарную линейную незамкнутую кинематическую цепь (рис. 1):

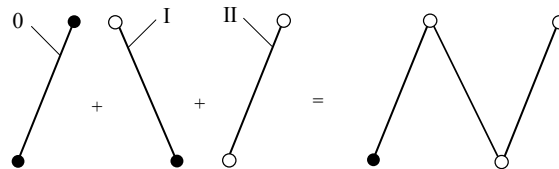


Рис. 1. Структурное сложение контуров-звеньев

Полученную цепь также можно дополнительно охарактеризовать как неконсервативную, т.к. она имеет признак неконсервативности в виде свободного элемента в крайней справа кинематической паре.

Деление (разложение) полученной цепи на контуры-звенья с учетом предположения, что множество нуль-контуров нулевое, т.е.  $n_0 = 0$ , приводит к следующему результату:

$$\begin{aligned} n_I &= 2(m - n_0) - p_\Sigma = 2(3 - 0) - 3 = 3, \\ n_{II} &= p_\Sigma - (m - n_0) = 3 - (3 - 0) - 3 = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

На рис. 2 показано деление полученной цепи на контуры-звенья по заданному условию  $n_0 = 0$ .

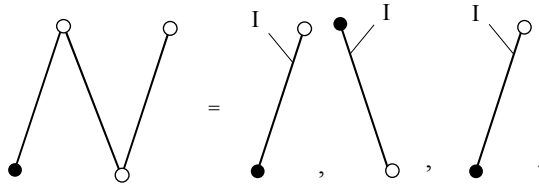


Рис. 2. Деление трехзвенной трехпарной цепи на три моноконтура по условию  $n_0 = 0$

Здесь мы замечаем возможность аннигиляции (превращения) контуров-звеньев, которая является всеобщей контурозвенной структурно-топологической сущностью кинематических цепей, в противном случае не могли бы существовать и законы контурозвенности. Именно поэтому следует рекомендовать, чтобы операция деления кинематических цепей на контуры-звенья всегда сопровождалась проверкой по закону строения.

Сложение контуров-звеньев подчиняется двум законам:

- переместительному (commutative Law);
- сочетательному (associative Law).

На рис.3 показаны два возможных вида записи при применении переместительного закона сложения контуров-звеньев – символического а и условно-графического б.

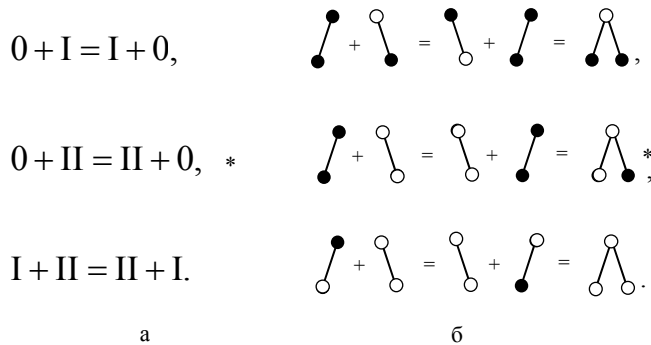


Рис. 3. Применение переместительного закона при сложении контуров-звеньев

Условно-графическое сложение контуров-звеньев несет значительно больше информации по сравнению с символическим сложением, т.к. видны результаты сложения – кинематические цепи.

При использовании символической записи трудно наблюдать возможность обратной структурно-топологической операции - деления, при которой, как уже было отмечено, всегда следует ожидать явления аннигиляции. Дополнительный анализ показывает, что из трех рассмотренных вариантов сложения аннигиляция возможна во втором варианте, отмеченном (\*), в результате которой будем наблюдать существование двух моноконтуров.

Следует также отметить, что аннигиляция есть не формальное структурно-топологическое изменение в цепи, поэтому с учетом изложенного можно записать

$$0 + II = II + 0 \neq I + I, \quad (2)$$

или

$$\begin{array}{c} \bullet \\ \diagdown \\ \bullet \end{array} + \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} = \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} + \begin{array}{c} \bullet \\ \diagdown \\ \bullet \end{array} \neq \begin{array}{c} \bullet \\ \diagdown \\ \bullet \end{array} + \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} . \quad (3)$$

На рис. 4 показаны два вида записей при применении сочетательного закона сложения контуров-звеньев:

- а – символическая запись;
- б – условно-графическая запись.

$$0 + (I + II) = (0 + I) + II,$$

а

$$\begin{array}{c} \bullet \\ \diagdown \\ \bullet \end{array} + \left( \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} + \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \bullet \\ \diagdown \\ \bullet \end{array} + \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} \right) + \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} = \begin{array}{c} \bullet \\ \diagdown \\ \bullet \end{array} + \begin{array}{c} \circ \\ \diagdown \\ \circ \end{array} .$$

б

Рис. 4. Применение сочетательного закона при сложении контуров-звеньев

Как и следовало ожидать, сочетательный закон сложения контуров-звеньев приводит к такому же результату, что и последовательное сложение контуров-звеньев (см. рис. 1), в данном случае – к образованию линейной трехзвенной трехпарной одноэлементной цепи примыкания, которая при структурном контурозвенном делении указывает на возможность существования трехмоноконтурной цепи (см рис. 2), но при этом надо иметь в виду, что

$$0 + I + II \neq I + I + I \quad (4)$$

#### 2 Дробление контуров-звеньев

Под операцией дробления контура-звена будем понимать его расчленение на произвольно выбираемое множество частей при условии соединения этих частей при помощи кинематических пар.

На рис.5 показано структурно-топологическое дробление нуля-контура.

В результате выполненной операции дробления нуля-контура получилась линейная консервативная кинематическая цепь, содержащая  $n$  звеньев и  $(n - 1)$  кинематических пар.

Контурозвенное деление образованной цепи выявим с помощью закона строения:

$$\left. \begin{array}{l} n_I = 2 \cdot n - p_{\Sigma} = 2 \cdot n - (n - 1) = n + 1 = 1 + 1 + n' \\ n_{II} = p_{\Sigma} - n = (n - 1) - n = -1 \end{array} \right\} \quad (5)$$

$n_0 = 1$

Решение (5) указывает на необходимые и достаточные признаки существования нуля-контура во вновь образованной цепи. В то же время наблюдается существование моноконтурной одноэлементной линейной цепи примыкания, множество моноконтуров которой равно  $n' = n_1 = n - 1$  (рис. 5 б).

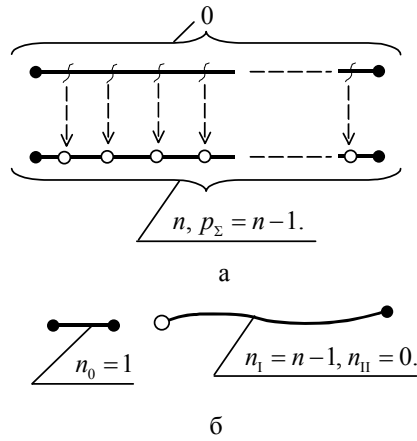


Рис. 5. Дробление нуля-контура

Структурное дробление нуля-контура не приводит к образованию диконтура, поэтому  $n_{II} = 0$ .

Последнее дает основание утверждать, что при дроблении нуля-контура получается консервативная цепь, которая не может быть замкнутой и именно поэтому в такой цепи не может существовать диконтур.

На рис. 6 а изображено структурно-топологическое дробление моноконтура.

Контурозвенно-топологический результат дробления моноконтура определится по закону строения с учетом того, что получаемые множества звеньев  $n$  и кинематических пар  $p_{\Sigma}$  равны между собой:

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= 2 \cdot n - p_{\Sigma} = 2n - n = n \\ n_{II} &= p_{\Sigma} - n = n - n = 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

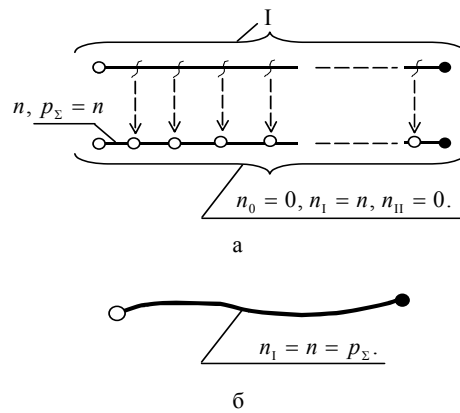


Рис. 6. Дробление моноконтура

Таким образом, структурное дробление моноконтура приводит к образованию линейной моноконтурной одноэлементной цепи примыкания, при этом множество операций дробления на единицу меньше множества кинематических пар полученной цепи, равного множеству образованных звеньев:  $p_{\Sigma} = n$ .

В обобщенной условно-стилизованной форме полученная кинематическая моноконтурная цепь изображена на рис. 6б.

Полученная цепь неконсервативна, содержит лишь один свободный элемент кинематической пары, и, по крайней мере, одно место присоединения свободного элемента кинематической пары. Такая цепь сугубо моноконтурна и при самозамыкании образует структурное кольцо.

Дробление диконтур (рис. 7а) приводит к образованию линейной двухэлементной цепи примыкания, содержащей один диконтур и множество моноконтуров, которое на единицу меньше множества звеньев образованной цепи:

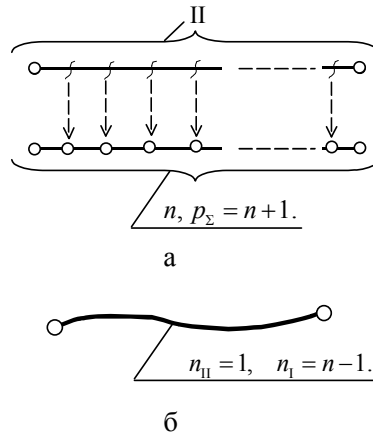


Рис. 7. Дробление диконтур

Проверка по закону строения подтверждает полученный результат:

$$\left. \begin{aligned} n_I &= 2 \cdot n - p_\Sigma = 2 \cdot n - (n + 1) = n - 1 \\ n_{II} &= p_\Sigma - n = (n + 1) - n = 1 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

На рис. 7б условно изображена двухэлементная цепь примыкания, полученная в результате дробления диконтур.

Такая цепь с двумя свободными элементами концевых кинематических пар образует замкнутый контур, если свободные элементы присоединить к нуль-контур-стойке. В этом случае образуется либо ферма, либо механизм, но в том и в другом варианте может существовать группа.

В заключение заметим, что при структурном дроблении контуров-звеньев сами контуры-звенья как топологические образования сохраняются и в каждом из трех рассмотренных случаев дополнительно образуются линейные моноконтурные цепи.

### 3 Дробление кольца

Кольцо как неизменяемое тело, не содержащее кинематических пар, топологически равносильно нуль-контур, более того, кольцо с одним или несколькими местами присоединения свободных элементов кинематических пар и может быть принято за нуль-контур (рис. 8).

Если применить операцию структурного дробления кольца, то получим консервативную линейную замкнутую кинематическую цепь (рис. 9).

Условным штриховым «разрывом» неизменяемого кольца мы показываем возможность бесконечного увеличения кольца.

Нетрудно заметить, что если для кольца принять  $m$  дроблений, то в нем будет равенство множества звеньев  $m$  множеству пар  $p_\Sigma$ , т.е.  $m = p_\Sigma$ .

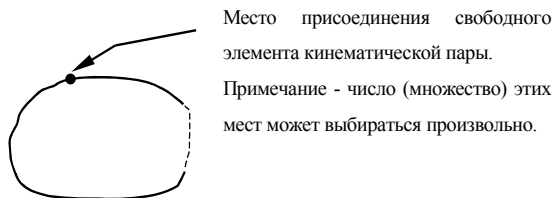


Рис. 8. Кольцо неизменяемое – нуль-контур

Но точно такие же характеристики мы получили при дроблении моноконтура. Разница между дроблениями моноконтура и кольца в том, что в первом случае образуется неконсервативная линейная моноконтурная одноэлементная цепь примыкания, а во втором случае, при дроблении кольца, образуется консервативная линейная моноконтурная цепь, которую будем называть структурным кольцом.

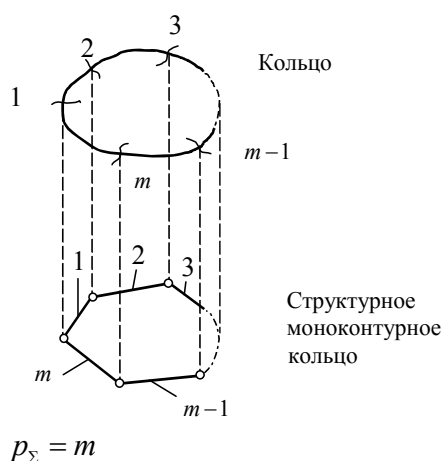


Рис. 9. Дробление неизменяемого кольца и получение структурного кольца

Заметим, что если выполнить замыкание одноэлементной моноконтурной цепи примыкания, то и получится структурное кольцо.

Итак, топологические характеристики структурного кольца следующие:

$$p_{\Sigma} = m; n_1 = m; n_{II} = 0; n_0 = 0.$$

#### Выводы

1 Структурное сложение нуль-, моно- и диконтур приводит к образованию линейной неконсервативной одноэлементной цепи примыкания, а деление этой цепи на контуры-звенья при условии  $n_0 = 0$  приводит к выявлению трех моноконтуров.

2 Сложение контуров-звеньев подчиняется переместительному и сочетательному законам.

3 Условно-графическое сложение и деление контуров-звеньев следует предпочитать символическому, т.к. в этом варианте проще выявляется аннигиляция (превращение) в кинематических цепях.

4 Дробление нуль-контур приводит к образованию одноэлементной моноконтурной цепи, при этом исходный нуль-контур сохраняется.

5 Дробление моноконтура приводит к образованию моноконтурной одноэлементной цепи примыкания.

6 Дробление диконтур приводит к образованию двухэлементной цепи примыкания.

7 При дроблении неизменяемого кольца образуется структурное моноконтурное кольцо.

## Л и т е р а т у р а

1. Ch. Laboulaye. Traite de cinematique ou theorie des mecanismes. - Paris, 1849.
2. M. Grübler. Allgemeine Eigenschaften der zwanglaufigen ebenen kinematischen Ketten. – “Civilingenieur”, 1883. Bd. XXIX, S. 167-200.
3. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. – Новокузнецк: Изд-во СибГГМА, 1994. – 102с.
4. Дрягин Д.П. Закон строения механизмов // Вісник Сумського державного університету, 1999. №2(13). С. 79-80.

УДК 621.225

**Дубінський В.В., Кулініч С.П.**

### **ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОВПЛИВУ ДВИГУНІВ В БАГАТОДВИГУННОМУ ПРИВОДІ**

Наведено опис гідравлічного приводу пресу для брикетування відходів деревообробної промисловості. Для визначення динамічних характеристик розроблена математична модель приводу, яка враховує двофазність і стискальність робочої рідини й нелінійність характеристик елементів приводу. Рис. 1, дж. 3.

#### **Вступ**

Енергетичні проблеми всім добре відомі. Потреби ростуть. Природні ресурси скорочуються. Застосування нових, альтернативних джерел енергії повинне забезпечувати наші потреби з більшою ефективністю, з більшою віддачею.

У той же час існує істотна проблема, з якою зіштовхуються деревообробні підприємства - збір й утилізація відходів виробництва (обпилювання, стружки). У результаті роботи ліспромгоспів і деревообробних підприємств накопичується величезна кількість “економічно доступних” відходів. Якщо їх пустити на спалювання, то один кубічний метр відходів замінить 30 куб. м газу.

Найбільш простим технологічним процесом переробки є брикетування сухих здрібнених відходів деревообробки. Установки для брикетування створені в Італії, Швейцарії, Фінляндії й інших країнах. Зокрема, компанія GLOBAL EDGE пропонує комплекс устаткування для утилізації відходів виробництва й наступного їхнього брикетування. Технологія виробництва включає операції збору сировини (обпилювань, стружки, тріски), брикетування, витримки брикетів, їхнього впакування й зберігання. Такі блокові лінії встановлюють звичайно в існуючих деревообробних цехах, вони не вимагають великих додаткових капітальних вкладень

Переваги тирсових брикетів перед непресованими обпилюваннями наступні: брикети займають обсяг в 4-5 разів менший, ніж непресовані обпилювання, і це дає відповідну економію в складських площах. Брикети, маючи більшу вагу, ніж обпилювання, стають транспортабельним паливом (1м<sup>3</sup> хвойних сухих обпилювань важить 150-200кг, а брикетів – 800-1100кг). Брикетування дозволяє підвищити в 4-8 разів ефективність використання транспортних ємностей під час перевезення відходів.

Енергетичний вміст сухих брикетів значно вище, ніж сирих обпилювань – брикети дають при спалюванні до 18000 кДж/ кг. Обпилювання можуть спалюватися тільки в спеціальних топках, тоді як брикети можуть горіти й у звичайних печах.

Таким чином, виробництво паливних брикетів на сьогоднішній день є актуальною задачею через постійний ріст цін на паливні й енергетичні ресурси.

*Математична модель приводу*

Багатодвигунний гідравлічний привід застосовується для забезпечення роботи пресу для утилізації відходів деревообробної промисловості. У гідравлічний прес для брикетування відходів деревообробки (рис. 1) входить головний гідроциліндр Ц1, дозуючий гідроциліндр Ц2, стискаючий гідроциліндр Ц3 та гідроапаратура керування роботою гідроциліндрів. Розподільник Р2 керує роботою дозуючого гідроциліндра. Гідрозамок Г32 призначений для запобігання втрат тиску в поршневій порожнині дозуючого гідроциліндра в процесі пресування, а реле тиску РТ2 сигналізує про закінчення процесу завантаження. З лінії поршневої порожнини дозуючого гідроциліндра через зворотній клапан К3 робоча рідина підводиться до стискального гідроциліндра. Для регулювання зусилля стискального гідроциліндра встановлено клапан тиску з електричним керуванням КТ2. Розподільник Р1 керує роботою головного гідроциліндра. При включенні правого електромагніта розподільника Р1 робоча рідина подається в малу поршневу порожнину головного гідроциліндра. При цьому у велику поршневу порожнину рідина всмоктується через гідрозамок Г31, який виконує функцію клапана швидкого наповнення. Відбувається режим попереднього пресування. В стискальному гідроциліндрі запобіжний клапан встановлює тиск 5 МПа, і брикет вижимається з зони пресування, звільняючи місце для наступного. Режим попереднього пресування триває до спрацювання реле тиску РТ1, яке включає електромагніт розподільника Р3. Робоча рідина під тиском подається у велику порожнину головного гідроциліндра, в стискальному гідроциліндрі запобіжний клапан встановлює тиск 16 МПа і відбувається пресування відходів. Після закінчення пресування поршень головного гідроциліндра повертається в початкове положен-

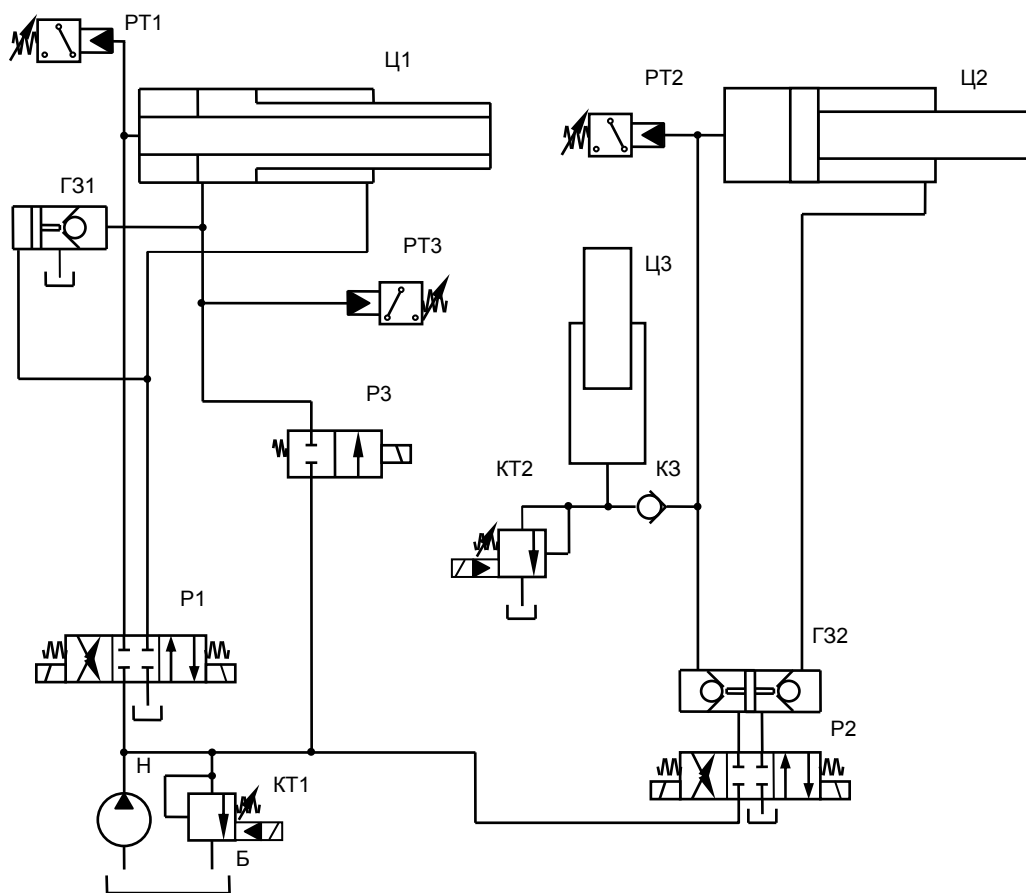


Рис. 1. Принципова схема гідравлічного пресу для брикетування відходів деревообробних підприємств

ня, а дозуючий гідроциліндр завантажує нову порцію відходів. В процесі роботи преса виникає проблема, переходу від режиму попереднього пресування до режиму пресування, пов'язана з коливанням тиску в гідросистемі, тому необхідно дослідити перехідні режими роботи привода з метою покращення його динамічних характеристик.

Робота гідравлічного привода описується системою рівнянь (1):

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_n \frac{d^2 y}{dt^2} = \sum P_n, \\
 \sum P_n = P_p - P_{np} - P_{тр}, \\
 P_p = F_1 p_1 + F_2 p_2 - F_3 p_3, \\
 \frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left( Q_{P1} - F_1 \frac{dy}{dt} \right), \\
 \frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_2} \left( Q_{P2} - F_2 \frac{dy}{dt} - Q_{ГЗ1} \right), \\
 \frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{\beta_3} \left( Q_{P3} - F_3 \frac{dy}{dt} \right), \\
 \beta_i = \frac{V_{p,i}}{E_p} + \frac{V_{n,i}}{E_{n,i}} + \frac{V_{г,i}}{n p_i}, \\
 Q_{P1} = f_{e,P1} \sqrt{\frac{2|p_H - p_1|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_H - p_1), \\
 Q_{P2} = f_{e,P2} \sqrt{\frac{2|p_H - p_2|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_H - p_2), \\
 Q_{P3} = f_{e,P3} \sqrt{\frac{2|p_3 - p_{зл}}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_3 - p_{зл}), \\
 Q_{ГЗ1} = f_{e,ГЗ1} \sqrt{\frac{2|p_2 - p_{зл,2}|}{\rho}} \operatorname{sgn}(p_2 - p_{зл,2}), \\
 P_{np} = \sigma_0 F_{np} e^{\alpha y}, \\
 P_{тр} = P_{в,тр} + P_{к,тр}, \\
 P_{к,тр} = \begin{cases} |P_{тр,д}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ P_a & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{тр,с}| > |P_a|, \\ |P_{тр,с}| \operatorname{sgn}(P_a) & \text{при } v = 0 \text{ и } |P_{тр,с}| < |P_a| \end{cases}, \\
 P_{в,т} = k_{в,т} \frac{dy}{dt}, \\
 m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} = \sum P_k, \\
 \sum P_k = P_{гд} - P_c - P_{тр,к}, \\
 P_c = P_{c0} + c x_k,
 \end{array} \right. \quad (1)$$

де  $m_n$  – приведена до штоку маса рухомих частин поршня та механізму преса,  $u_n$  – переміщення поршня,  $\Sigma P_n$  – сума сил, прикладених до штоку,  $P_p$  – сили тиску робочої рідини на поршень,  $P_{пр}$  – сили пресування,  $P_{тр}$  – сили, що виникають внаслідок тертя,  $F_1, F_2, F_3$  – площі поршня малої, великої та штокової порожнин гідроциліндра,  $p_1, p_2, p_3$  – тиск у порожнинах гідроциліндра,  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  – приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин,  $Q_{p1}, Q_{p2}, Q_{p3}$  – витрати рідини в робочих щілинах розподільників,  $Q_{ГЗ1}$  – витрата рідини в клапані швидкого наповнення,  $V_{р.1}$  – об'єм робочої рідини,  $V_{п.1}$  – об'єм порожнини з пружними стінками;  $V_{г.1}$  – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині;  $E_p$  – модуль об'ємної пружності рідини;  $E_{п.1}$  – модуль об'ємної пружності стінок порожнини;  $n$  – коефіцієнт політропи,  $f_{e.p1}$  – ефективна площа (з урахуванням опору каналів для проходження рідини) робочих щілин розподільників,  $f_{e.ГЗ1}$  – ефективна площа (з урахуванням опору каналів для проходження рідини) робочих щілин клапана швидкого наповнення,  $\sigma_0$  – початкова напружка пресованого брикету;  $F_{пр}$  – площа пресування брикету;  $\alpha$  – експериментальний коефіцієнт,  $P_{к.тр}$  – сила контактного в тертя;  $P_{в.тр}$  – сила в'язкого тертя,  $|P_{тр.д}|$  – сила тертя при русі механізму;  $|P_{тр.с}|$  – сила тертя при зупинці механізму;  $v$  – швидкість руху штока;  $P_a$  – сума активних сил, що діють на шток,  $k_{в.т}$  – коефіцієнт в'язкого тертя,  $m_k$  – приведена маса рухомих частин клапана;  $x_k$  – переміщення клапана,  $\Sigma P_k$  – сума сил, прикладених до клапана,  $P_{гд}$  – сила, що діє на клапан при течії робочої рідини,  $P_c$  – сила пружини,  $P_{тр.к}$  – сила, що виникає внаслідок тертя елементів клапану,  $P_{с0}$  – сила попереднього стиснення пружини,  $c$  – жорсткість пружини.

Ефективні площі розподільників та клапана швидкого наповнення залежать від зміщення їх робочих органів (золотників), коефіцієнтів витрат, та форми каналів для проходження робочої рідини. Ця залежність має вигляд [1]

$$\frac{1}{f_{e.i}^2} = \frac{1}{f_{e.п.i}^2} + \frac{1}{f_{e.щ.i}^2} + \frac{1}{f_{e.в.i}^2}, \quad (2)$$

де  $f_{e.i}$  – ефективна площа  $i$ -го апарата;  $f_{e.п.i}$  – ефективна площа каналів для підводу робочої рідини  $i$ -го апарата;  $f_{e.щ.i}$  – ефективна площа робочих щілин  $i$ -го апарата  $f_{e.в.i}$  – ефективна площа каналів для відводу робочої рідини  $i$ -го апарата;

– ефективна площа каналів для підводу (відводу) робочої рідини

$$f_{e.п(в).i} = \frac{f_{п(в).i}}{\sqrt{\sum \xi_i}}, \quad (3)$$

де  $f_{п(в).i}$  – площа каналів для підводу (відводу) робочої рідини  $i$ -го апарата;  $\sum \xi_i$  – загальний коефіцієнт опору каналів;

– ефективна площа робочих щілин  $i$ -го апарата

$$f_{e.щ.i} = \mu_i f_i(x_i), \quad (4)$$

де  $\mu_i$  – коефіцієнт витрат робочих щілин  $i$ -го апарата;  $f_i(x_i)$  – площа робочих щілин  $i$ -го апарата;  $x_i$  – зміщення робочого органу  $i$ -го апарата.

Формули (1–4) описують поведінку гідравлічного приводу преса для утилізації відходів деревообробних виробництв при пресуванні брикетів.

Для отримання повної картини до них необхідно додати залежності від часу площі робочих щілин  $f_i(x_i)$  від зміщення робочого органу і зміщення робочого органу від часу.

У гідравлічних розподільників загальнопромислового призначення, якщо знехтувати зазором між золотником та отвором в гільзі (корпусі) [1]

$$f(x_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } x_i < x_d \\ \pi d_3 (x_i - x_d) & \text{при } x_d \leq x_i \leq x_0 \\ \pi d_3 (x_0 - x_d) & \text{при } x_i > x_0 \end{cases}, \quad (5)$$

де  $x_d$  – величина додатного перекриття пояском золотника канавки в гільзі (корпусі) розподільника;  $x_0$  – зміщення золотника до повного відкриття канавки;  $d_3$  – діаметр золотника.

При врахуванні зазору між золотником і отвором в гільзі (корпусі) залежність (5) ускладнюється. Зміщення золотника від часу для розподільників з електричним керуванням:

$$x_i = \begin{cases} 0 & \text{при } t < t_3 \\ x_{\max} \frac{(t - t_3)}{(t_c - t_3)} & \text{при } t_3 \leq t \leq t_c, \\ x_{\max} & \text{при } t > t_c \end{cases} \quad (6)$$

де  $t_3$  – час запізнення при спрацюванні розподільника;  $t_c$  – час спрацювання розподільника.

Для клапана швидкого заповнення з конічним запірним елементом площа робочої щілини визначається за формулою

$$f(x_i) = \pi d_k \left( 1 - \frac{x_i}{d_k} \operatorname{tg} \alpha \right) \frac{x_i}{\sin \alpha}, \quad (7)$$

де  $d_k$  – діаметр сідла клапана швидкого заповнення;  $2\alpha$  – кут при вершині конусного клапана.

Гідродинамічні сили, що діють на клапан, залежать від перепаду тиску на клапані та напрямку течії робочої рідини. Вони можуть визначатися, наприклад, за формулами, наведеними у [3].

Початкові умови  $x_k(0)$  та  $\frac{dx_k}{dt}(0)$  для системи рівнянь (1) можна отримати при

розв'язанні рівняння руху клапана на попередньому етапі роботи гідравлічного привода.

Отриману систему необхідно доповнити рівнянням балансу витрат насоса

$$Q_n = Q_{P1} + Q_{P2} + Q_d + Q_y + Q_{K31}, \quad (8)$$

де  $Q_d$  – витрати на підтримання тиску в дозуючому та стискальному гідроциліндрах;  $Q_y$  – втрати рідини;  $Q_{K31}$  – витрати рідини в запобіжному клапані.

### Висновок

Отримана система рівнянь (1), доповнена рівняннями (2–8) дає можливість дослідити динамічні характеристики гідравлічного привода преса для брикетування відходів деревообробних підприємств.

### Література

1. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991.
2. Дубинский В.В., Кулинич С.П. Влияние контактного трения на движение золотника гидроусилителя// Технологія і техніка друкарства. Збірник наукових праць. Вип. 2-3 (4-5) – К.: НТУУ “КПІ”. – 2004. – с. 79-80.
3. Кулинич С.П. Экспериментальное определение сил, действующих на запорно-регулирующий элемент регулируемого дросселя клапанного типа при прямом и обратном течении рабочей жидкости// Расчет и проектирование гидросистем. Сборник научных трудов. –М.: МАДИ, 1988. – С. 40-44.

Евтушенко А.А., Моргаль А.С., Панченко В.А.,  
Соляник В.А., Шастун В.Ф.

**МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ  
СВОБОДНОВИХРЕВОГО НАСОСА ТИПА «TURO»  
С ЦЕЛЬЮ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО  
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

Получены характеристики нового насосного агрегата АЦВ 750-32 с комбинированным рабочим процессом. Рис.4, ист.7.

Свободновихревые насосы (СВН) типа «Туро» достаточно известная конструкция (рис.1) – отличается простым рабочим колесом (прямые плоские лопасти на диске), утопленным в нишу корпуса насоса. Простота конструкции проточной части насоса ”окупается” сложным рабочим процессом – вихревой рабочий процесс [2] с добавкой лопастного [3]. Рассматриваемые насосы имеют свои эксплуатационные преимущества: хорошо работают на газожидкостных смесях [4], имеют ”незабываемую” проточную часть [5]. Недостатком данных насосов является более низкий КПД, в сравнении с лопастными насосами на такие же параметры. Оценку КПД гидродинамического насоса по заданным параметрам общепринято [6] делать коэффициенту быстроходности насоса:

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

где  $n$ -частота вращения ротора, об/мин;  $Q$ -подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $H$ -напор насоса, м.

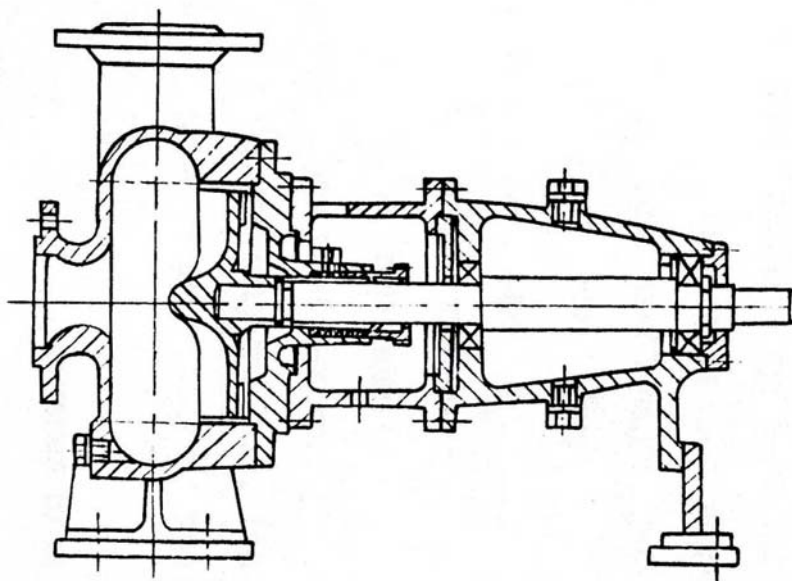


Рис.1. Типовая форма проточной части СВН типа ”Туро”

Известные СВН типа ”Туро” имеют диапазон значений коэффициента быстроходности проточной части с приемлемым уровнем КПД ( $\eta=0,35-0,59$ ) в пределах  $n_s=60-140$ , при этом оптимум по КПД достигается при  $n_s=100-120$  [1,3]. Повышение КПД рассмат-

риваемых проточных частей насосов возможно путём увеличения доли лопастного рабочего процесса в противовес вихревому. Предельным случаем является использование полуоткрытых и открытых колёс центробежного типа [7]. Возможно, частичное выдвижение рабочего колеса СВН из корпусной ниши [5] – насосы типа "Seka". Таким образом, в данном случае мы имеем оптимизационную задачу. Улучшение КПД сопровождается ухудшением других показателей (уменьшение устойчивости работы насоса на газожидкостной смеси, увеличение опасности забивания проточной части насоса и др.) и наоборот. Одним из возможных конструктивных решений может быть использование в СВН типа "Tуго" рабочих колёс с разной шириной лопастей – данный подход использован при создании насосного агрегата АЦВ 750-32.

Насос АЦВ 750-32 (подача-750м<sup>3</sup>/ч, напор-32м, частота вращения-1485 об/мин) создан нами совместно со специалистами "Сумского завода "Насосэнергомаш", изготовлен и испытан. Особенности конструктивного исполнения стало: рабочее колесо в проточной части СВН типа "Tуго" с двумя увеличениями по ширине лопастями (рис.2) и "растянутый" в осевом направлении спиральный отвод (рис.3). Рабочее колесо имело оптимальное [3] число лопастей ( $z=10$ ) и соответственно увеличение ширины двух лопастей не привело к дисбалансу ротора насоса. Влияние "вытяжки" спирального отвода в осевом направлении на сегодня трудно оценить – задача решалась в условиях жестких ограничений по радиальным габаритам проточной части насоса. Вместе с тем результат оказался достаточно интересным. Напор насоса (по сравнению с классической схемой проточной части типа "Tуго") увеличился примерно в три раза (при одинаковой подаче и габаритах проточной части). При этом КПД достиг 38% при  $n_s=184$ . Подчеркнем, что при  $n_s > 140$  указанные параметры для СВН с классической схемой типа "Tуго" считаются не достижимыми.

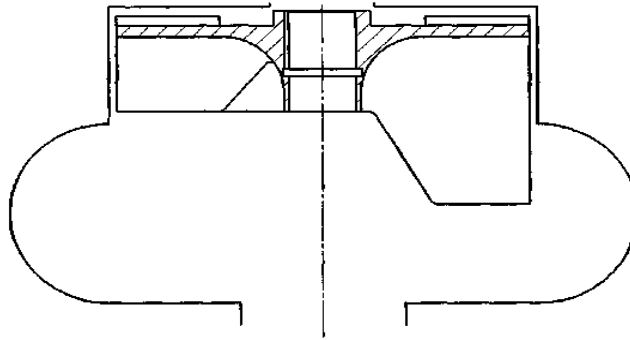


Рис.2. Рабочее колесо

Ниже остановимся на полученных экспериментальных данных. Доводка до заданной величины напора проводилась традиционным способом – подрезкой рабочего колеса насоса по наружному диаметру ( $D_2$ ). На рис. 4 представлены полученные характеристики насоса, испытанного на воде при  $n=1478$  об/мин.

Рассматривая полученные результаты (рис.4) можно констатировать несколько их особенностей:

- во-первых, имеет место существенный рост напора насоса, что может быть объяснено только удлинением двух из десяти лопастей в сторону свободной камеры СВН – увеличение доли лопастного рабочего процесса по отношению к вихревому.

- во-вторых, с подрезкой рабочего колеса по наружному диаметру КПД насоса растёт ( $\Delta\eta=6\%$ ), но форма напорной характеристики ухудшается – физическая природа данного явления требует своего пояснения.

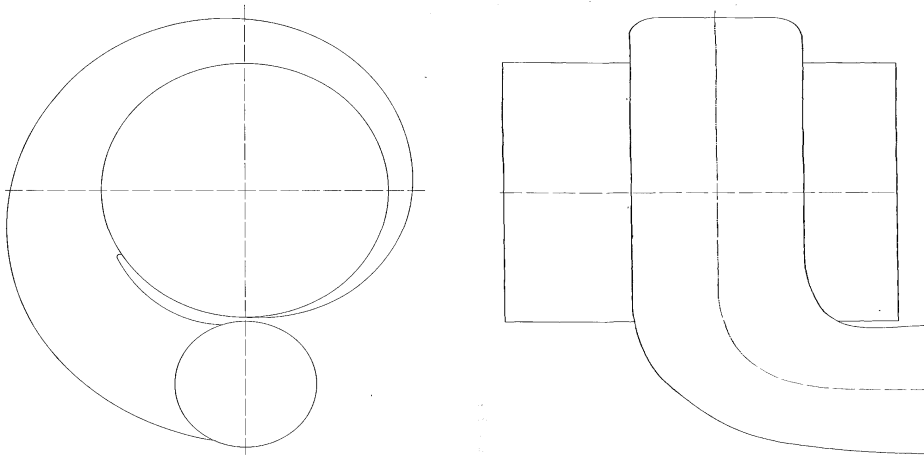


Рис.3. Спиральный отвод

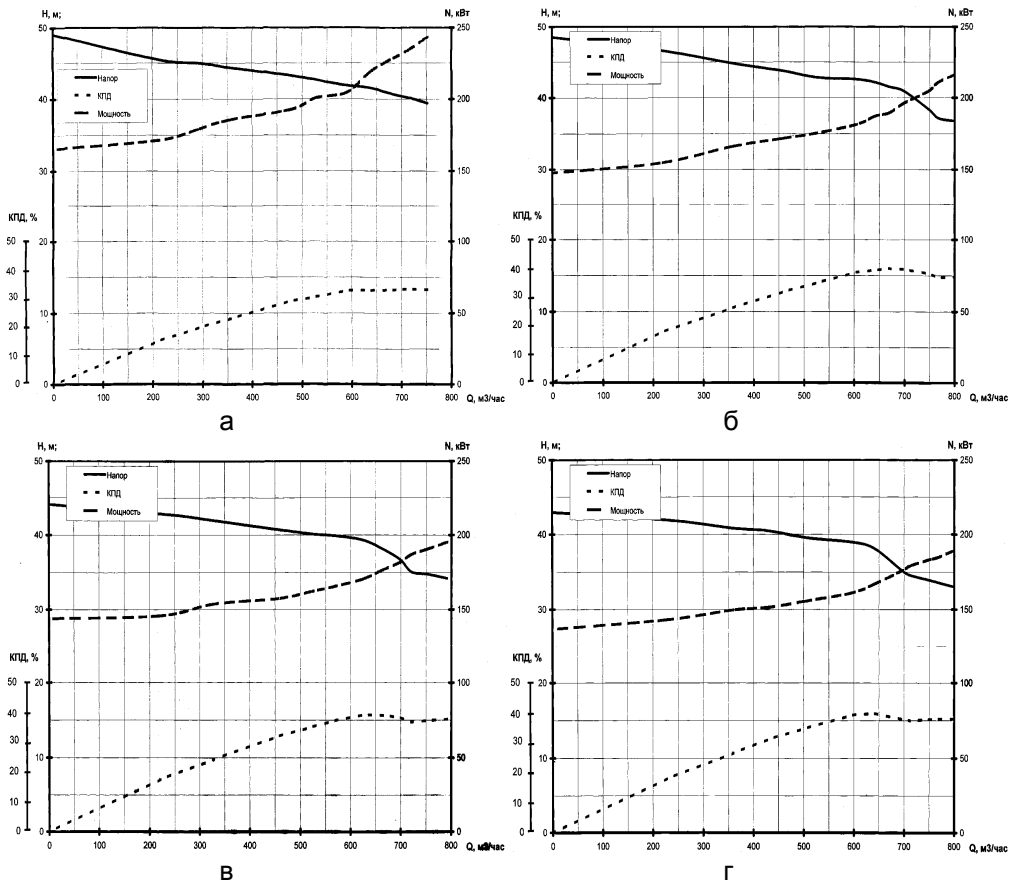


Рис.4. Рабочие характеристики насоса АЦВ-750 при разных диаметрах рабочего колеса ( $D_2$ ):  
а-  $D_2=400\text{мм}$ ; б-  $D_2=370\text{мм}$ ; в-  $D_2=360\text{мм}$ ; г-  $D_2=355\text{мм}$

- в-третьих, не очевидно как скажется введенная модернизация проточной части СВН типа "Turo" на его основных положительных свойствах, в частности, способности, перекачивать газожидкостные смеси.

Найденное и опробованное с положительным результатом техническое решение востребовано сегодняшней практикой насосостроения. Соответственно, рассматриваемая тема является актуальной. Вместе с тем полученные результаты требуют своего дальнейшего осмысления и развития.

#### Л и т е р а т у р а

1. Ковалёв И.А., Герман В.Ф. Свободновихревые насосы: Учеб. пособие. – Киев: УМК ВО, 1990.- 60с.
2. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.
3. Соляник В.А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа "Turo". / Автореферат дис. канд.техн.наук: 05.05.17 – Сумы, 1999.-20с.
4. Сапожников С.В. Учёт газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса. // Автореферат дис. канд.техн.наук: 05.05.17 – Сумы, 2002.-20с.
5. Яхненко С.М. Гидродинамические аспекты бочно-модульного конструирования динамических насосов. / Автореферат дис. канд.техн.наук. – Сумы, 2003. – 20с.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 364с.
7. Шендрик В.В. Рабочий процесс и методика расчёта проточных частей динамических насосов с полуоткрытыми рабочими колёсами. Автореферат дис. канд.техн.наук: 05.05.17 – Сумы, 2003. – 20с.

УДК 621.65

**Єлін О.В., Каплун І.П., Кочевський О.М., Щеляєв О. Є.**

#### **ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЙ В МАЛОГАБАРИТНОМУ НАСОСНОМУ СТУПЕНІ ШНЕКОВОГО ТИПУ**

В статті викладено результати чисельного моделювання течії в каналах малогабаритного насосного ступеня шнекового типу, спрямованого на виявлення можливих шляхів підвищення його ефективності. Рис.6, дж.13.

#### **Вступ**

Сьогодні до 70% пластової рідини в нафтогазовому комплексі Російської Федерації (РФ) видобувається з свердловин механізованим способом з використанням установок електровідцентрових насосів (УЕЦН) [1]. В загальному випадку занурювана свердловинна установка, укомплектована насосом типу ЕЦН, складається з елементів, наведених на рис. 1. Беручи до уваги наявність втрат у довгому живильному кабелі (глибини занурення можуть перевищувати 2000 м [2]) та враховуючи ККД заглибного двигуна на рівні 80-85% [3], ККД насоса на рівні 60% [3-5], а також наявні дані [6] про середньоексплуатаційний ККД насоса на 10-15% менший від максимального, отримуємо вкрай низькі значення ККД насосної установки в цілому. Зважаючи на те, що переважна частина втрат йде на підвищення температури перекачуваного середовища, яке й без того може перевищувати 100 °С, стає очевидною не тільки економічна, а й експлуатаційна обґрунтованість проведення досліджень, спрямованих на підвищення ККД установки. Зрозуміло, що вказану проблему необхідно вирішувати комплексно, але насос у даному випадку слід розглядати як один із найбільш перспективних об'єктів для підвищення загальної ефективності даного виду обладнання.

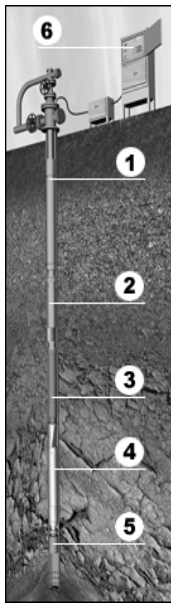


Рис. 1. Схема УЕЦН:

1 – занурювальний свердловинний насос; 2 – вхідний газостабілізуючий модуль; 3 – гідро-захист; 4 – занурювальний електро-двигун з живильним кабелем; 5 – система занурювальної теле-метрії; 6 – станція керування занурювальним електродвигуном [3]

та вказані втрати є одними з визначальних. Для аналізу можливих шляхів їхнього зменшення необхідно мати чітке уявлення про процеси, що мають місце в досліджуваному ступені. Зважаючи на значну складність течії у каналах ступеня, обумовлену наявністю розвинутих відривних зон та їхнього нестационарністю, найбільш доцільним є проведення чисельного моделювання потоку. Було вирішено використати пакет програм ANSYS CFX [10]. Проведення моделювання складалось з кількох етапів: підготовка твердотільної геометричної моделі, побудова розрахункової сітки і введення вихідних даних для розрахунку, та власне, проведення розрахунку. На першому етапі у програмному продукті SolidWorks 2005 створювалась геометрична модель, що імітувала об'єм рідини у каналах проточної частини досліджуваного ступеня. Однією з особливостей програмного продукту ANSYS CFX є те, що з метою економії ресурсів можна використовувати геометричну модель, що є лише частиною повного об'єму рідини. Приклади моделей наведені на рис. 3 та 4. Використовувалась багатозв'язна розрахункова область, котра складалась з п'ятих підобластей (трьох робочих коліс і двох статорних апаратів) для моделювання роботи ступеня у багатоступеневому насосі.



Рис. 2. Загальний вигляд насосного ступеня шнекового типу

На другому етапі отримана геометрична модель передавалась в ANSYS Workbench, де задавалися параметри розрахункової сітки та виконувалася її побудова. Загальна кількість комірок у сітці розрахункової області становила 1.6 млн. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок у вхідному та вихідному робочих колеслах та статорних апаратах

### Постановка завдання

Особливу актуальність має проблема підвищення ефективності у відносно занурювальних свердловинних насосів, укомплектованих малогабаритними ступенями шнекового типу (рис. 2) [7, 8], котрі мають суттєві резерви для вдосконалення. У загальному випадку підвищення ККД насоса можливе при зниженні механічних, об'ємних та гідравлічних втрат. Зважаючи на те, що стосовно вказаного ступеня механічні втрати визначаються переважно конструкцією та матеріалами опор, зосередимося на розгляді двох останніх видів втрат.

Джерелом об'ємних втрат у даному випадку є радіальний зазор між лопатями і камерою робочого колеса. З огляду на недоцільність зменшення радіального зазору як з технологічних, так і експлуатаційних міркувань, даний напрямок підвищення ККД є малоперспективним.

Гідравлічні втрати є найбільш вагомими з точки зору збільшення ККД ступеня, але одночасно їхня оцінка викликає найбільші труднощі. В загальному випадку під гідравлічними втратами вважаємо сумарні втрати при протіканні рідини водопровідними каналами робочих органів насоса [9], умовно поділяючи їх на дві категорії – втрати на тертя і втрати на вихроутворення. В свою чергу втрати на вихроутворення включають так звані втрати на удар та дифузійні втрати. Ймовірно у даній конструкції ступеня внаслідок спрощеної форми лопатевих систем робочого колеса та статорного апарата

вказані втрати є одними з визначальних. Для аналізу можливих шляхів їхнього зменшення необхідно мати чітке уявлення про процеси, що мають місце в досліджуваному ступені. Зважаючи на значну складність течії у каналах ступеня, обумовлену наявністю розвинутих відривних зон та їхнього нестационарністю, найбільш доцільним є проведення чисельного моделювання потоку. Було вирішено використати пакет програм ANSYS CFX [10]. Проведення моделювання складалось з кількох етапів: підготовка твердотільної геометричної моделі, побудова розрахункової сітки і введення вихідних даних для розрахунку, та власне, проведення розрахунку. На першому етапі у програмному продукті SolidWorks 2005 створювалась геометрична модель, що імітувала об'єм рідини у каналах проточної частини досліджуваного ступеня. Однією з особливостей програмного продукту ANSYS CFX є те, що з метою економії ресурсів можна використовувати геометричну модель, що є лише частиною повного об'єму рідини. Приклади моделей наведені на рис. 3 та 4. Використовувалась багатозв'язна розрахункова область, котра складалась з п'ятих підобластей (трьох робочих коліс і двох статорних апаратів) для моделювання роботи ступеня у багатоступеневому насосі.

На другому етапі отримана геометрична модель передавалась в ANSYS Workbench, де задавалися пара-

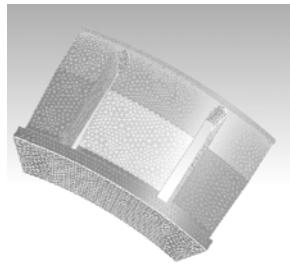


Рис. 3 - Модель рідини та сітка у каналах статорного апарату

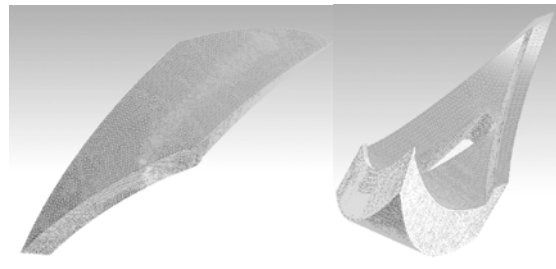


Рис. 4 – Модель рідини та сітка у каналах робочого колеса

було створено 10 шарів призматичних комірок, а у центральному робочому колесі – 12 шарів. За результатами розрахунку параметр  $y^+$ , котрий характеризує згущення сітки поблизу стінок, знаходився у межах  $20 < y^+ < 100$ , що відповідає рекомендаціям керівництва користувача на ANSYS CFX. На усіх твердих стінках задавалася умова прилипання, а на корпусі над робочим колесом задавалася умова обертання твердої стінки у протилежному напрямі. На вході в розрахункову область задавався повний тиск, на виході – масова витрата. Для моделювання турбулентності було використано SST модель Ментера, яка забезпечує підвищену точність при розрахунку відривних та закручених потоків.

На третьому етапі проводився розрахунок. Спочатку в стаціонарній постановці з умовами на поверхнях стику «Frozen Rotor» («заморожений ротор»), а після отримання середньоквадратичної нев'язки RMS на рівні  $1E-4$  – у нестационарній постановці з умовами «Transient Rotor - Stator». Перегляд, обробка та аналіз результатів проводилися в програмному засобі CFX – Post.

Розглянемо картину течії у проточній частині досліджуваного ступеня на оптимальному режимі  $Q = Q_{opt}$ . При розгляді поверхневих ліній течії у робочому колесі (наближеного аналогу картин течії, отриманих завдяки методу лакових покриттів) та заливки статичним тиском поверхні робочого колеса, наведених на рис. 5, а, б, чітко прослідковується лінія розділення потоку на вхідній кромці лопаті. Потік ударно обтікає її, незважаючи на заокруглену форму, і частково відхиляється вздовж висоти лопаті, переважно у напрямку периферії, а частково відхиляється, обтікаючи лопать. При цьому виникає дві зони «аномального» статичного тиску - тиск зростає у місці гальмування потоку і різко зменшується безпосередньо за вхідною кромкою на тильній стороні лопаті (див. рис. 5 б) внаслідок локального прискорення потоку. Також добре прослідковується значна нерівномірність (навіть на оптимальному режимі) кутів натікання вздовж радіуса гратки. Розглядаючи перерізи каналів проточної частини робочого колеса вздовж розмаху з лініями течії відносної швидкості  $W$  (рис. 5, в - е), можна відзначити, що приблизно до половини висоти лопаті (у привтулочній зоні) потік входить у робоче колесо з кутами атаки, близькими до оптимальних. Далі, зі збільшенням радіуса, кути атаки різко зростають, і потік починає огинати вхідну кромку лопаті, виходячи в осьовий зазор між робочим колесом і статорним апаратом, що у абсолютному русі можна пояснити лише існуванням зворотних течій у периферійній області робочого колеса. Дане припущення підтверджується розподілом векторів осьової складової відносної швидкості  $W_z$  за розмахом лопаті, наведеним на рис. 5, є - і.

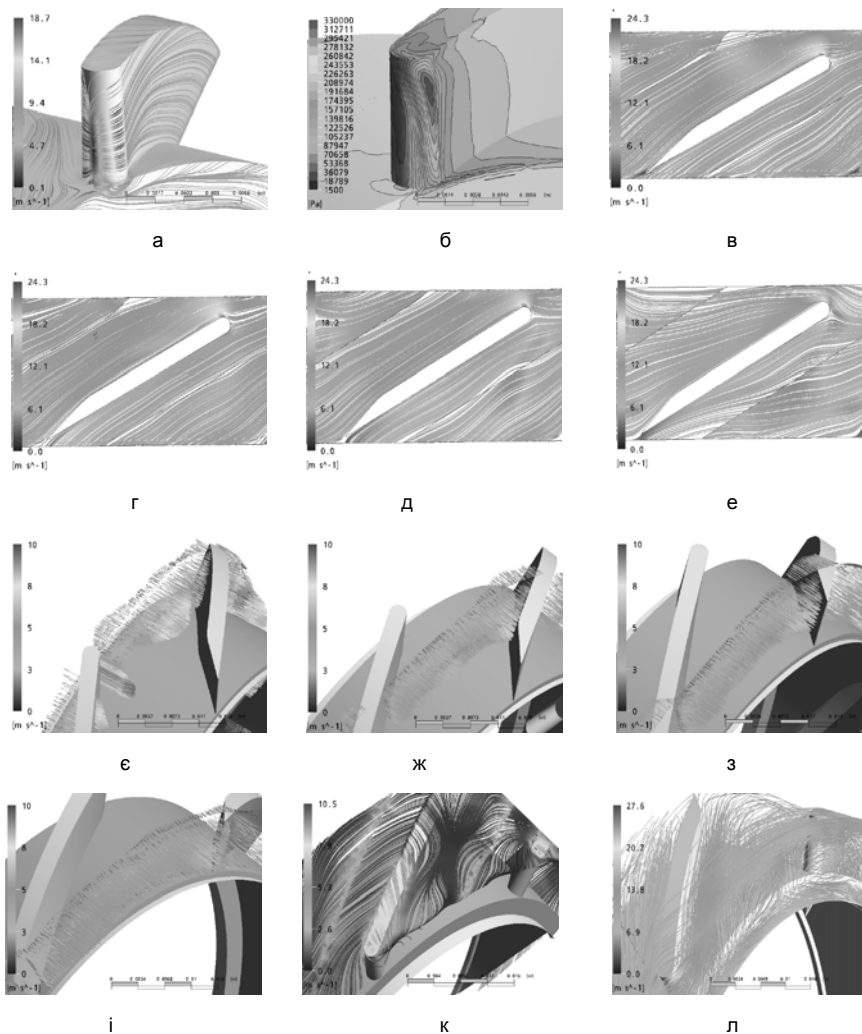


Рис. 5. Картина течії у робочому колесі досліджуваного ступеня при витраті  $Q=Q_{\text{опт}}$ . а – поверхневі лінії течії відносної швидкості  $W$ , б – розподіл статичного тиску  $P_{\text{ст}}$  на поверхні робочого колеса; в – лінії течії відносної швидкості  $W$  у перерізі робочого колеса на  $0.25$  висоти лопаті  $h_n$  (відраховується від втулки); г – лінії току  $W$  в перерізі на  $0.5 h_n$ ; д – лінії течії  $W$  в перерізі на  $0.75 h_n$ ; е – лінії течії  $W$  в перерізі на  $0.9 h_n$ ; є – вектори осьової складової відносної швидкості  $W_z$  в перерізі на  $0.1$  довжини робочого колеса  $l_k$  (відраховується від вхідних кромок); ж – вектори  $W_z$  в перерізі на  $0.4 l_k$ ; з – вектори  $W_z$  в перерізі на  $0.7 l_k$ ; і – вектори  $W_z$  в перерізі на  $0.9 l_k$ ; к – лінії течії абсолютної швидкості  $V$  на поверхні камери робочого колеса; л – тривимірні лінії течії відносної швидкості  $W$ . Поверхня камери робочого колеса умовно не показана. Розподіли швидкостей та тисків миттєві

Отже має місце така картина течії. Потік перетікання через радіальний зазор (рис. 5, к) на вхідній ділянці лопаті має осьову складову швидкості  $W_z$ , спрямовану назустріч основному потоку, що можливо розглядати в певній мірі як підтвердження відомої тези про зосередження основного повороту потоку і, відповідно, основних втрат у робочих колесах шнекового типу у вхідних перерізах [11]. Унаслідок утворення області зі складною течією, у якій основну роль відіграє взаємодія потоку протікання та основного потоку з'являється вихорова зона (так званий кінцевий вихор) [12], сліди котрої можна відстежити на поверхні камери робочого колеса (рис. 5, к). Нехарактерним для оптимальних подач є положення вказаного вихору – практично впоперек основного потоку (рис. 5, л) – може бути пов'язане з двома факторами: по-перше, з вказаним вище відомим фактом [11] основного повороту потоку у вхідних перерізах шнека, а по-друге, з особливістю конструкції ступеня – наявністю уступу по ходу потоку (ймовірно при об-

тіканні останнього утворюється зона низького тиску у області периферійних вхідних кромek робочого колеса, куди й зміщується кінцевий вихор). Другий фактор видається більш вагомим. Отже, на оптимальному режимі у районі периферійних вхідних кромek робочого колеса існує низькошвидкісна вихорова зона з областю, де рідина тече назустріч основному потоку (зворотний потік). Аналізуючи рис. 5, а, приходимо до висновку, що приблизно 0,2 висоти вхідної кромки лопаті знаходиться під впливом вищезазначеної зворотної течії, котра локалізована в області за уступом.

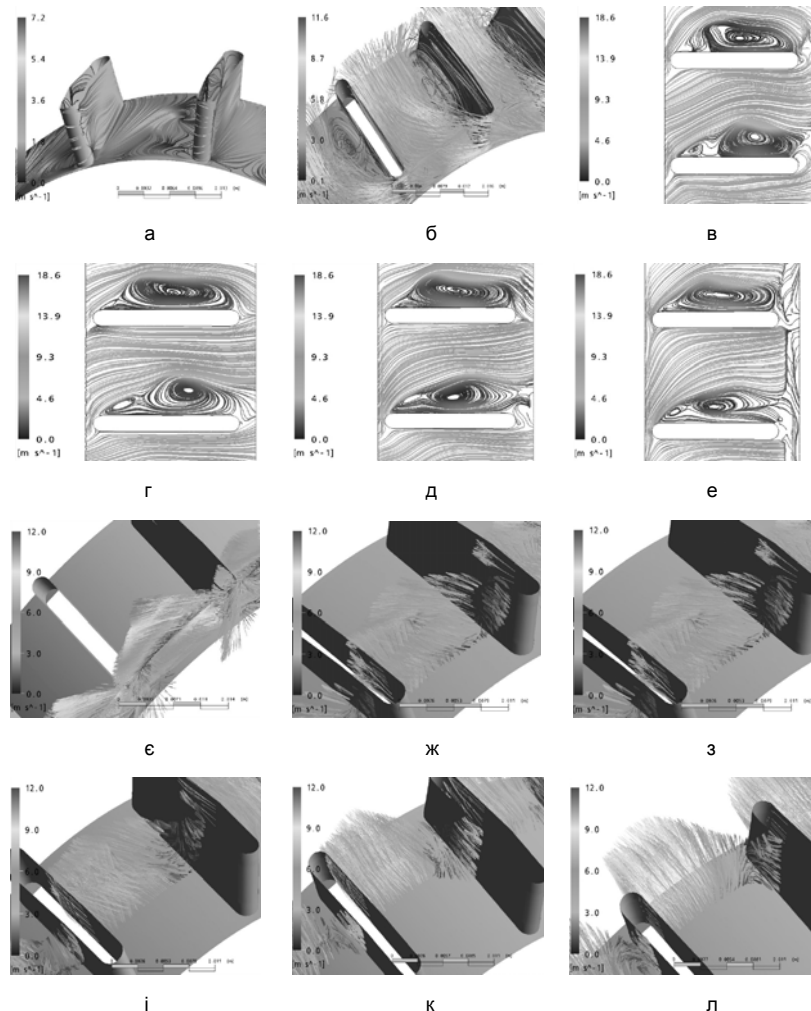


Рис. 6. Картина течії у статорному апараті досліджуваного ступеня при витраті  $Q=Q_{\text{опт}}$ . а – поверхневі лінії течії абсолютної швидкості  $V$ ; б – тривимірні лінії течії абсолютної швидкості  $V$ ; в – лінії течії абсолютної швидкості  $V$  в перерізі статорного апарата на 0.25 висоти лопаті  $h_n$  (відраховується від втулки); г – лінії течії  $V$  в перерізі на 0.5  $h_n$ ; д) – лінії течії  $V$  в перерізі на 0.75  $h_n$ ; е – лінії течії  $V$  в перерізі на 0.9  $h_n$ ; є – вектори абсолютної швидкості  $V$  в перерізі статорного апарата по вхідних кромках; ж – вектори абсолютної швидкості  $V$  в перерізі на відстані 0.2 довжини статорного апарата  $l_{\text{ан}}$  (відраховується від вхідних кромek); з – вектори  $V$  в перерізі на 0.4  $l_{\text{ан}}$ ; і – вектори  $V$  в перерізі на 0.6  $l_{\text{ан}}$ ; к – вектори  $V$  в перерізі на 0.8  $l_{\text{ан}}$ ; л – вектори абсолютної швидкості  $V$  в перерізі по вихідних кромках статорного апарату. Поверхня обидвох статорного апарата умовно не показана. Розподіли швидкостей миттєві

Гратка статорного апарата працює з великими кутами натікання, тому досить очевидно є наявність вихорів за її лопатями (рис. 6, а, б). Спостереження за поведінкою вказаних вихорових структур при зміні кутового положення лопатей ротора відносно гратки статора показало, що вони мають виражений нестационарний характер і при проходженні лопаттю робочого колеса лопаті статорного апарата на короткий проміжок ча-

су їх інтенсивність зменшується, а на деяких режимах у вказаний момент вони зникають зовсім. Слід звернути увагу на те, що вихорова зона, яка утворюється за лопаткою, змикається в потоці перед робочим колесом. В каналах статорного апарата відбувається часткове гальмування потоку при ударі в лопатку з перетворенням кінетичної енергії окружної складової абсолютної швидкості  $V_u$  в напір з певними втратами (вочевидь втрати мають значний рівень) та поворот потоку. Слід відзначити, що нерівномірність кутів атаки по радіусу, що має місце у робочому колесі, позначається і на структурі течії у наступному по ходу рідини статорному апараті (рис. 6, в - е). Тим не менш на вході в статорний апарат спостерігається відносно однорідний потік, який практично відразу за входною кромкою відривається від поверхні лопаті з утворенням (рис. 6, є, ж) зворотної течії по її тильній стороні назустріч основному потоку. При подальшому просуванні у каналі основний потік притискається до робочої сторони лопаті, займаючи орієнтовно 2/3 площі каналу і прискорюється (рис. 6, з, і). Прискорення внаслідок звуження перерізу основного потоку завдяки витісненню його вихором призводить до вирівнювання швидкостей - за виключенням області вихору, на виході статорний апарат забезпечує практично рівномірний потік з переважно осьовим напрямком (рис. 6, к, л).

#### **Висновки**

На основі аналізу результатів чисельного моделювання доходимо висновку, що суттєво підвищити ефективність ступеня можна лише зменшивши рівень розсіяння енергії у вихорових структурах, що мають місце у проточній частині досліджуваного ступеня. Найбільш доцільним видається використання методу зниження вихорових втрат за допомогою подрібнення розмірів вихорів у відривних зонах та стабілізації їхнього положення за допомогою ряду відносно простих прийомів, наведених у [13]. Слід зазначити, що рівень швидкостей у робочому колесі вищий орієнтовно в 2 рази у порівнянні зі статорним апаратом. Відповідно, заходи щодо зниження втрат у робочому колесі будуть ефективніші в 4 рази.

#### **Подяка**

Дане дослідження проведене у рамках виконання робіт за грантом Президента України для підтримки наукових досліджень молодих вчених GR/F13 «Чисельне моделювання течій рідини в багатоступеневих занурювальних свердловинних насосах з метою вдосконалення їх енергетичних якостей».

#### **Л і т е р а т у р а**

1. [www.journal.gazprom-neft.ru](http://www.journal.gazprom-neft.ru)
2. [www.ogbus.ru](http://www.ogbus.ru)
3. [www.alnas.ru](http://www.alnas.ru)
4. [www.novomet.ru](http://www.novomet.ru)
5. [www.borets.ru](http://www.borets.ru)
6. Антоненко С.С. Изменение напорной и энергетической характеристики высокооборотного динамического насоса под влиянием вязкости перекачиваемой среды Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. – Сумы, 2003. – 230 с.
7. Євтушенко А.О., Єлін О.В., Лілак М.М., Твердохліб І.Б. Багатоступеневий занурювальний осьовий насос // Промислова власність: Офіційний бюлетень. – 2003. - №4, книга 1. – С. 112.
8. Єлін А.В., Каплун І.П., Коваленко Е.Н. Исследование малогабаритной насосной осевой ступени с коэффициентом быстроходности  $n_s=300$ // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - 2004 - №7(77) у 2-х частинах. Ч.2 . - С.261-268
9. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. - М.: «Машиностроение», 1977. – 288 с., ил.
10. Кочевский А.Н. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX // Труды 11-й научно-технической конференции “Тервикон – 2005”–Т. 1.– Сумы. – С. 250-260.

11. Чебаевский В.Ф., Петров В.И. Кавитационные характеристики высокооборотных шнеко-центробежных насосов. - М.: «Машиностроение», 1973, - 152 с.
12. Мигай В.К., Носова И.С. Уменьшение вихревых потерь в каналах.- Теплоэнергетика, 1979. – № 7. – С. 16-18.
13. Goltz I., Kosyna G., Wulff D., Stark U., Saathoff H., and Bross S., Performance Instability of an Axial-Flow Pump: Origin and Prevention. Proceedings of IPUF, Karlsruhe, 2004, pp. 607-618.

УДК 621.515: 62-251: 62-762

**Загорюлько А.В., Гудков С.Н.**

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ**

В работе представлены новые конструкции торцовых сальников с гидродинамической разгрузкой пары трения двух типов: со специальной формой канавок на дне гнезда обоймы под сальниковой набивкой и канавками на торцовой поверхности металлического диска, которые обеспечивают гидродинамическую разгрузку пары трения и обратное нагнетание части потока жидкости в зазоре уплотнения в сторону рабочей среды. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие эффективность новых конструкций уплотнений. Рис. 7, ист. 18.

#### **Введение**

Широкие возможности расширения сферы применения сальниковых уплотнений, связаны с торцовыми сальниковыми уплотнениями одним из элементов пары трения которых является разъемное кольцо сальниковой набивки. Обслуживание таких уплотнений сводится лишь к замене набивки и в тоже время обеспечивает ресурс уплотнительного узла в целом сравнимый с ресурсом агрегата. Они успели уже достаточно хорошо себя зарекомендовать в насосном оборудовании и получили хорошие характеристики [1].

Экспериментальные исследования механизма трения и герметизации традиционной конструкции торцового сальникового уплотнения показали, что вся ширина пары трения разделена на два взаимосвязанных участка: бесконтактный участок с конфузурным зазором и участок непосредственного контакта набивки с опорной поверхностью. Внешний участок (со стороны низкого давления среды), на котором и осуществляется герметизация, оказывается существенно перегруженным и подвергается значительному трению и изнашиванию. Длина этих участков зависит от величины поджатия пружин и уплотняемого давления. При этом численные расчеты показали, что для обеспечения необходимой герметичности требуются значительно меньшие контактные давления сравнимые с контактными давлениями поджатия пружин. Поэтому необходимо применять соответствующие конструктивные мероприятия по разгрузке пары трения, обеспечивая при этом работу уплотнения в режиме смешанной смазки с минимальными коэффициентами трения и минимальными протечками [1-3].

Из ряда работ [3-7] известно, что даже в торцовых механических уплотнениях с гладкими уплотнительными поверхностями, материалы пар трения имеют гидродинамически активную поверхностную структуру со многими микроскопическими камерами, которые обеспечивают необходимую несущую способность этих уплотнений с достаточно малыми протечками и высоким ресурсом. Известно, что источником гидродинамического расклинивающего действия, кроме шероховатости, может также служить волнистость поверхностей колец торцовых уплотнений. При соответствующей форме волнистости она может способствовать обратному нагнетанию части потока среды [8,9]. Обширные исследования гидродинамического режима работы торцового уплотнения с уче-

том шероховатости и волнистости поверхностей колец уплотнения приведены в работе [10].

Эффект гидродинамической несущей способности пары трения также зафиксирован в манжетных уплотнениях, которые применяются, как правило, в малонагруженных центробежных машинах. В них поверхность вращающегося вала за счет трения деформирует микрошероховатости контактной поверхности резиновой манжеты, образуя микроканалы соответствующей геометрии, которые работают подобно лопаткам рабочего колеса центробежной машины, обеспечивая обратное нагнетание уплотняемой среды, хорошую смазываемость поверхности контакта и минимальные протечки. Уже существует целый класс различных конструкций гидродинамических манжетных уплотнений. Необходимо отметить, что в этих уплотнениях зачастую обеспечивается настолько высокая герметичность, что даже появился термин «уплотнение с нулевыми протечками» [11,12].

Несмотря на это, не все материалы имеют хорошие гидродинамические характеристики. Особенно при герметизации газообразных сред из-за низкой вязкости газа этого оказывается недостаточно для разгрузки зоны контакта. Поэтому в ряде случаев в жидкостных и особенно газовых уплотнениях необходимо создание на уплотнительной поверхности канавок специальной формы, нагнетающих уплотняемую среду вращающей поверхностью в уплотнительный зазор. Такие канавки могут выполняться различными технологическими способами. Особенно распространенным в последнее время является метод, в котором микроструктуры на уплотнительных поверхностях выполняются при помощи лазера [7,13,14].

Между тем, практически во всех конструкциях уплотнений с гидродинамической несущей способностью увеличиваются зазор и протечки. Поэтому в последнее время существенно возрос интерес к конструкциям уплотнений с обратным нагнетанием протечек жидкости назад в уплотняемую среду. Конструкции таких уплотнений впервые были предложены в работах [15-17]. А в последнее время фирма "Джон Крейн" (США), которая является одним из мировых лидеров в производстве уплотнений, серийно выпускает уплотнительные узлы с микроструктурами, которые выполнены с помощью лазерного покрытия. На износостойкой скользящей поверхности уплотнительного кольца нанесены открытые нагнетающие структуры и закрытые структуры обратного нагнетания с глубиной в несколько микрометров. Этим обеспечивается уменьшение трения и протечек в уплотнениях для низкокипящих жидкостей и газовых уплотнений высокооборотных турбомашин [7,18].

В работе представлены новые конструкции торцовых сальников с гидродинамической разгрузкой пары трения двух типов: со специальной формой канавок на дне гнезда обоймы под сальниковой набивкой и канавками на торцовой поверхности металлического диска, которые обеспечивают гидродинамическую разгрузку пары трения и обратное нагнетание части потока жидкости в зазоре уплотнения в сторону рабочей среды. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие эффективность новых конструкций уплотнений.

#### **Экспериментальный уплотнительный узел и результаты экспериментов**

Экспериментальный узел (рис. 1) представляет собой одинарное торцовое сальниковое уплотнение, которое состоит из опорного диска 2, аксиально подвижной подпружиненной обоймы 3 с кольцом сальниковой набивки 4. Начальное поджатие набивки к опорному диску осуществляется пружинами 5. При помощи подвижного в осевом и окружном направлениях вала 1 осуществляется измерение пружинными динамометрами момента трения  $M_t$  и внешней нагрузки  $F_0$  в паре трения торцового сальникового уплотнения. Уплотнение работает с заданным коэффициентом нагрузки  $k=0,95$  и усилием сжатия пружин. В экспериментах использовалась сальниковая набивка из фторопластовых волокон, пропитанных графитом и силиконовым маслом сечением 10x10.

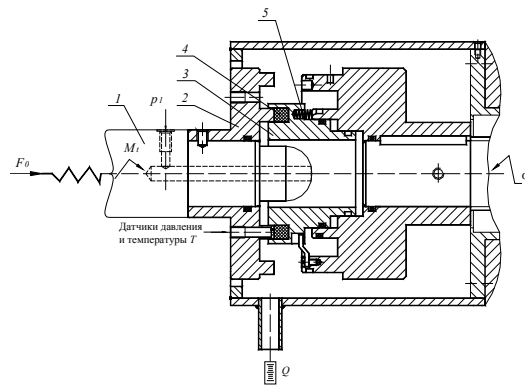


Рис. 1. Экспериментальный уплотнительный узел

Геометрия канавок новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений представлена на рис. 2,а,б. Конструкция уплотнения со специальной формой канавок на дне гнезда обоймы (рис. 2,а) работает следующим образом. При поджатии обоймы с сальниковой набивкой к опорному диску, набивка прогибается в местах канавок, образуя на поверхности контакта необходимый профиль, генерирующий при вращении вала избыточное гидродинамическое давление в паре трения. Геометрия канавок второй конструкции представлена на рис. 2,б. На поверхности опорного металлического диска выполнены два типа канавок: открытые со стороны уплотняемой среды 1, которые генерируют повышенное, по сравнению с давлением уплотняемой среды, гидродинамическое давление, разгружающее контакт пары трения торцового сальникового уплотнения; замкнутые канавки 2, которые за счет нагнетания потока в окружном направлении способствуют возврату части протечек обратно в уплотняемую полость. Набивка прогибается в эти канавки, образуя необходимой формы микроканалы, генерирующие гидродинамическое давление. Следует отметить, что в торцовых сальниковых уплотнениях дополнительный гидродинамический эффект может достигаться за счет податливости набивки и растяжения ее поверхностного слоя.

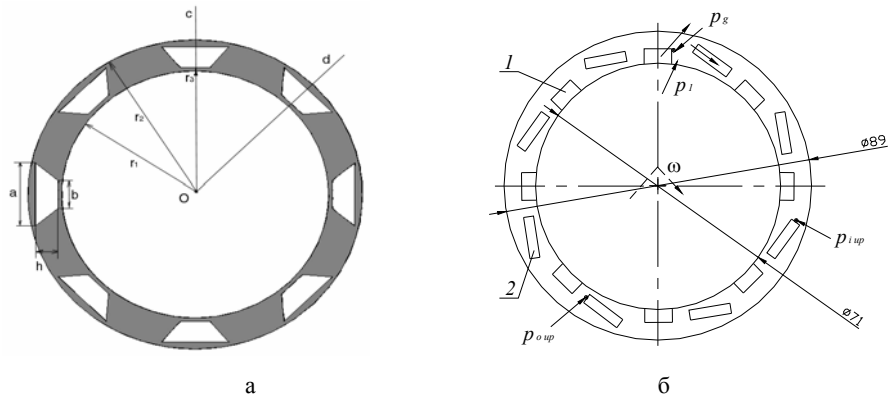


Рис. 2. Геометрия канавок новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений:  
а) дно гнезда обоймы под сальниковой набивкой;  
б) контактная поверхность опорного диска

В ходе эксперимента контролировались основные рабочие характеристики уплотнений, которые позволяют судить об эффективности уплотнительных узлов: уплотняемое давление  $p_1$ ; при помощи дренажных отверстий, выполненных на опорном диске - давление  $p_g$  на выходе из канавки, создающей гидродинамическую расклинивающую си-

лу, давление перед канавкой обратного нагнетания  $p_{i\text{ up}}$  и давление на выходе из канавки обратного нагнетания  $p_{o\text{ up}}$  (конструкция уплотнения с канавками на опорном диске); момент трения  $M_t$  и температура на контакте пары трения  $T$ , а также величина протечек  $Q$ . Давления измерялись пьезодатчиками давления. Протечки отводились в мерную емкость. Уплотняемая среда – вода. В конструкции с канавками на дне гнезда обоймы гидродинамическое давление в паре трения контролировалось пьезодатчиками давления при помощи четырех дренажных отверстий, выполненных в опорном диске и смещенных относительно друг друга по радиусу с шагом 2 мм и по окружности на  $90^\circ$ .

Испытания уплотнения с гидродинамическими канавками, выполненными со стороны дна гнезда обоймы (рис.3) показали, что в паре трения генерируется дополнительное к уплотняемому гидродинамическое давление, распределение которого (кривая 1) показано на рисунке 3,а. При этом значительно увеличивается величина протечки (рис. 3,б). Это позволяет говорить о том, что в паре трения создается гидродинамическая несущая способность смазочного слоя. Несмотря на это, эффект гидродинамической разгрузки в этой конструкции уплотнения оказался нестабильным, через некоторое время гидродинамическое давление понизилось и стало равным гидростатическому давлению (кривая 2), кроме этого наблюдались повышенные протечки. Поэтому была разработана новая конструкция торцового сальника с канавками на опорном металлическом диске.

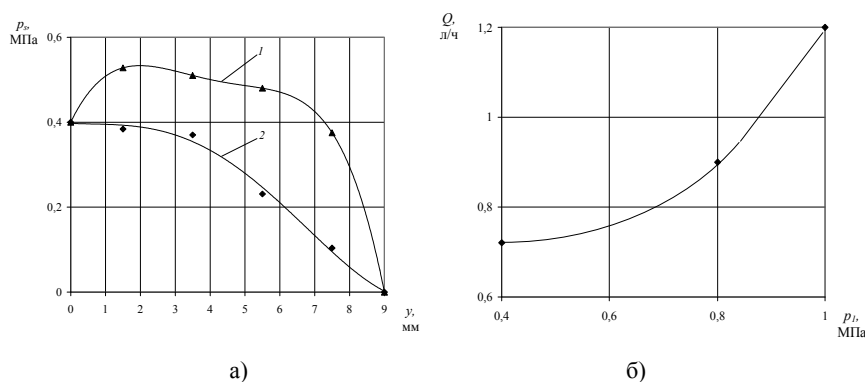


Рис. 3. Распределение давления по ширине пары трения а - и расходная характеристика б - торцового сальника с канавками на дне гнезда обоймы

Испытания конструкции уплотнения с канавками, выполненными на опорном металлическом диске, показали высокую эффективность нагнетания специально выполненных канавок. Причем со временем, в результате приработки, давление в канавках значительно повышалось (рис. 4,а). Так после часа работы уплотнения давление на входе из открытой канавки превышало уплотняемое на 0,232 МПа, а на выходе из закрытой канавки давление превышало уплотняемое на 0,09 МПа. При этом наблюдался достаточно низкий для сальниковых уплотнений уровень протечек 0,03-0,07 л/ч (рис. 4,б). На рис. 5 видно как повышается давление в результате вращения вала. Следует отметить, что давление в канавках генерируется даже при достаточно низкой частоте вращения  $n=2000$  об/мин, что соответствует скорости скольжения в паре трения 5 м/с.

Для подтверждения эффективности новой конструкции торцового сальникового уплотнения с канавками на опорном диске был проведен сравнительный анализ экспериментально полученных рабочих характеристик традиционной и новой конструкций уплотнения. Сравнение показало (рис. 6,а,б), что в новой конструкции торцового сальникового уплотнения существенно меньше коэффициенты трения  $f=0,014-0,025$ , величина которых уменьшается с увеличением уплотняемого давления и соответствует гидродинамическому режиму трения. Величина протечки с увеличением уплотняемого давления также снижается. Температура в процессе приработки торцовых сальниковых

уплотнений повышалась и для новой конструкции стабилизировалась при значении 50 °С, а для традиционной конструкции при температуре 60 °С. Таким образом, новой конструкции торцового сальникового уплотнения соответствуют меньшие протечки, коэффициенты трения и температуры, что позволяет говорить о перспективности новой конструкции уплотнительного узла.

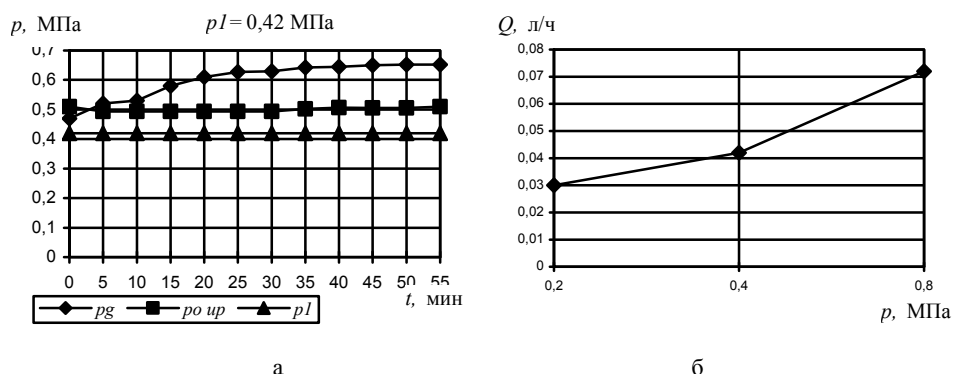


Рис. 4. Изменение гидродинамического давления а - и расходная характеристика; б - торцового сальника с канавками на опорном диске

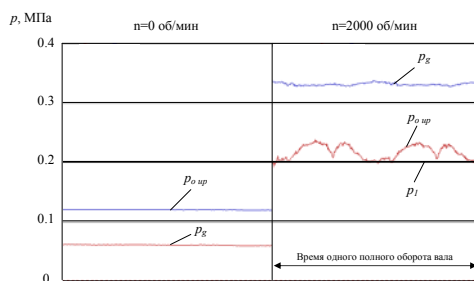


Рис. 5. Давление в паре трения в зависимости от частоты вращения вала

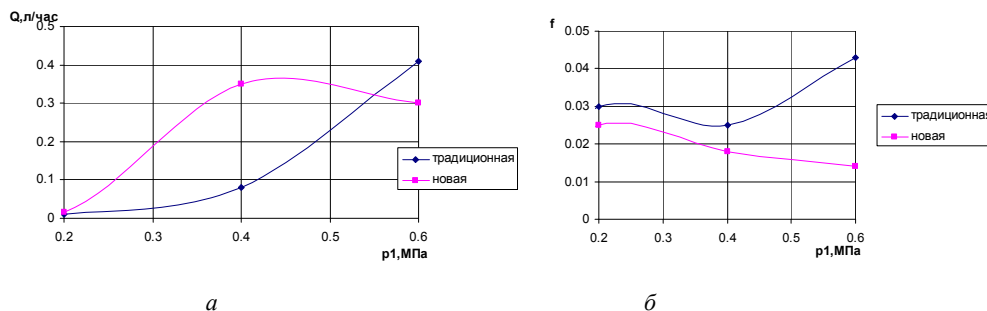


Рис. 6. Зависимость протечек: а - и коэффициента трения; б - от уплотняемого давления в традиционной и новой конструкции торцового сальникового уплотнения

На рис. 7 показано изменение гидродинамических давлений жидкости в паре трения торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой канавками,

выполненными на опорном диске, в зависимости от времени. Из рисунка видно, что давление перед канавкой обратного нагнетания  $p_{i\text{ up}}$  ниже уплотняемого  $p_l$ . При этом, за счет нагнетающего действия давление на выходе из этой канавки повышается до давления  $p_{o\text{ up}}$ , которое больше уплотняемого. Эксперименты показали, что в конструкции с канавками на опорном диске более стабильно поддерживается гидродинамическое давление в паре трения по сравнению с конструкцией, в которой канавки находятся на дне гнезда обоймы под сальниковой набивкой. Между тем, глубина канавок и их гидродинамическое действие в значительной мере зависят от свойств материала набивки, от качества ее опрессовки и приработки.

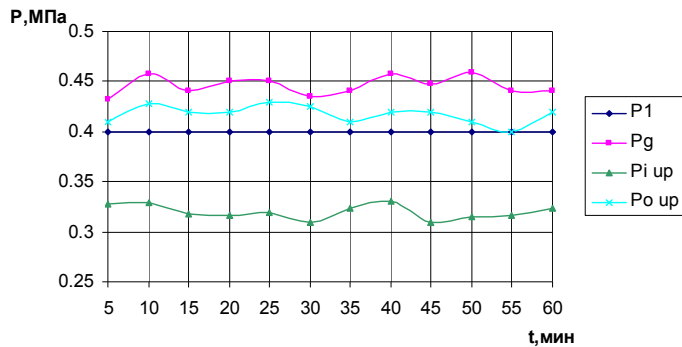


Рис. 7. Изменение давления в паре трения торцового сальникового уплотнения в зависимости от времени

### Заключение

Полученные результаты позволяют говорить об эффективности новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения. Гидродинамические канавки в сочетании с канавками обратного нагнетания позволяют уменьшить протечки, трение и изнашивание, а также увеличить ресурс пары трения, что позволит в дальнейшем значительно расширить рабочие параметры торцового сальникового уплотнения. Эксперименты показали, что наиболее перспективной является конструкция торцового сальникового уплотнения с гидродинамическими канавками, выполненными на опорном диске. Однако эффективная работа предложенных конструкций уплотнений зависит от правильного выбора геометрии, формы и количества гидродинамических канавок, что возможно только в результате создания надежной теории расчета таких уплотнений.

### Литература

1. Загорюлько А.В., Хворост В.А., Криворучко Д.В. Анализ теоретических и экспериментальных исследований торцовых сальниковых уплотнений // Вісник СумДУ. - 2000. - №19. - С. 27-37.
2. Lebeck A.O. Parallel sliding load support in the mixed friction regime. Part 1 – the experimental data; part 2 – evaluation of the mechanisms // Journal of Tribology, 1987, vol. 109 (1): 189-205 p.
3. Harald Lubbinge. On the lubrication of mechanical face seals / University of Twente - Printed by FEBO druk B.V. Enschede, 1999. 143 p.
4. Майер Э. Торцовые уплотнения / Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
5. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
6. J. Nosowicz, P. Waidner. Reducing life-cycle costs by using innovative ceramic materials in mechanical seals // Proc. X International Conference. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices. Wroclaw, 2004. P. 25-35.

7. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования: Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 276 с.
8. Young L.A., Lebeck A.O. The design and testing of a wavy-tilt-dam mechanical face seal // STLE Lub. Eng. 1989. V.45, №5. – P. 322-329.
9. W.E. Key, R. Dickau, R.L. Carlson. Mechanical seals with wavy SiC faces for a severe duty NGL/Crude pipeline application // Proc. of the twenty-first international pump users symposium – 2004. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas. P. 77-87.
10. Кревсун Э.П. Торцовые герметизаторы вращающихся валов. – Мн.: «Арти-Фекс», 1998. – 148 с.
11. Muller H.K. Concepts of sealing mechanism of rubber lip type rotary shaft seals // Proc. of the 11th BHRA international conference on fluid sealing, Cannes, France. London: Elsevier; 1987. P. 698-709.
12. K. Tonder, R. Salant. Non-leaking lip seals: A roughness effect study // Journal of Tribology, July 1992, vol.114. P. 595-599.
13. Bogdan Antoszewski. Własności laserowo i plazmowo modyfikowanych slizgowych wezlow tarcia na przykladzie uszczelnien czolowych. - Politechnika swietokrzyska, Kielce 1999. 135 p.
14. A.D. McNickle, I. Etsion. Near-contact laser surface textured dry gas seals // Journal of Tribology, Vol. 126, October 2004. P. 788-794.
15. EP 0037210 A1. High pressure upstream pumping seal combination / Crane packing company (Sedy E.). – 1980.
16. US. Pat. 4421321. Hydrodynamic noncontacting seal for rotary machines / Lipschitz A. – 1983.
17. Etsion. A new concept of zero-leakage noncontacting mechanical face seal. Journal of Tribology, July 1984, vol.106. P. 338-343.
18. K.-D. Meck. A new sealing interface technology for high performance mechanical seal applications // Proc. pump users. International forum 2004, Karlsruhe, 29-30 September. 12 p.

**УДК 621.65**

**Зинченко В.В., Ванеев С.М., Сапожников С.В.**

**РЕЗЕРВЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В СИСТЕМЕ ПОДАЧИ ВОЗДУХА НА АЭРАЦИЮ В ГОРОДСКИХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЯХ**

Проанализированы особенности эксплуатации систем биологической очистки на примере работы очистных сооружений пневматического принципа действия г. Сумы. Предложены способы снижения энергоемкости процесса очистки стоков как за счет проведения организационно-технических мероприятий, так и внедрения перспективных технических разработок специализированного оборудования. Ист.4.

В современных условиях развития и роста городов и при все большем возрастающем уровне развития промышленности, транспорта и других областей деятельности людей, защита окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов является одной из наиболее важных задач современного общества. Это особенно актуально в отношении использования воды.

Возрастающее количество сбрасываемых загрязнённых вод, наличие в них токсических веществ сегодня существенно ограничивают способность водоемов к самоочищению и могут приводить к серьезным экологическим проблемам.

Учитывая это, каждый город, который имеет централизованную систему водоснабжения и водоотведения, обеспечивается собственными очистными сооружениями. Городские очистные сооружения перерабатывают и очищают городские сточные воды, состоящие из бытовых и промышленных отходов. При их очистке на разных этапах применяются механический, химический и биологический способы [1,2].

Технологический процесс очистки сточных вод на городских очистных сооружениях обычно состоит из стадий предварительной очистки и стадий вторичной обработки. Предварительные стадии очистки включают задержание крупных отбросов (с помощью решеток) и удаление песка для защиты механического оборудования от абразивных воздействий. При первичной обработке удаляются осаждаемые органические вещества, составляющие 30-50% находящиеся в стоках веществ. Вторичная обработка проводится методом аэрации в открытых резервуарах – аэротенках, куда подается возвратный ил. Избыточный активный ил, осажденный во вторичных отстойниках удаляется, а верхний осветленный слой воды после дезинфекции сбрасывается в природный водоем.

Основным и самым энергозатратным участком в технологической схеме очистки сточных вод является подача воздуха на аэрацию в аэротенки, где происходит биологическая аэрация. Так на городских очистных сооружениях г. Сумы затраты электроэнергии на аэрацию достигают 70% (18000 кВт·ч/сутки) от общей потребляемой электроэнергии очистных сооружений.

Появление пузырьков воздуха в жидкости обусловлено подачей сжатого воздуха, нагнетаемого компрессорами через погруженные в сточную воду рассеивающие фильтровые элементы. Скорость процесса при переходе кислорода воздуха в растворённое состояние зависит от характеристик сточных вод и, что самое важное, от физических и конструктивных свойств системы аэрации, таких, как тип диффузора, глубина погружения аэратора, степень турбулентности при перемешивании и конфигурации бассейна. Биологическая активность аэробных процессов зависит от концентрации растворенного кислорода (она должна быть выше минимального критического значения).

Система водоснабжения и водоотведения г. Сумы была рассчитана с перспективой на рост города. В результате нескольких реконструкций проектная мощность очистных сооружений г. Сумы была доведена до 135 тыс. м<sup>3</sup>/сутки. Поэтому расчет мощностей и подбор технологического оборудования был проведен исходя из этих соображений. В результате изучения и оценки возможностей снижения расхода электроэнергии в КП «Горводоканал» СГС г. Сумы были предложены следующие организационно-технические мероприятия:

#### **1. Оптимизация количества подачи сжатого воздуха в аэротенки**

Чтобы определить действительную нагрузку очистных сооружений в начале 2003 года был приобретен и установлен прибор учета стоков ЛПП-1. Благодаря этому появилась возможность точно измерять количество стоков поступающих на очистные сооружения в течение суток. По результатам измерений средняя суточная нагрузка очистных сооружений составила порядка 65-70 тыс м<sup>3</sup>/сут., вместо проектных 135 тыс. м<sup>3</sup>/сут. и предполагаемых 90 тыс. м<sup>3</sup>. В результате проведенных работ оказалось возможным скорректировать количество подаваемого воздуха и вывести в резерв воздухоудувку мощностью 400 кВт/ч, которая работала круглосуточно.

Знание точного количества стоков поступающих на очистные сооружения позволило также более рационально перераспределить нагрузку между аэротенками: нагрузить те, которые обладают лучшими показателями и заняться капитальным ремонтом аэротенков выведенных в резерв.

#### **2. Модернизация очистных сооружений с применением прогрессивных методов аэрации**

Наиболее широкое применение в существующих очистных сооружениях нашла пневматическая аэрация. В этом случае аэрационный бассейн представляет собой длинный прямоугольный резервуар с расположенными вдоль одной его стороны аэраторами для насыщения жидкости кислородом и создания движения. Такой процесс очистки благодаря простоте технической реализации и безопасности эксплуатации нашел широкое применение, в том числе и в Сумах.

Но обратной стороной простоты этого процесса очистки является высокая энергоёмкость самого процесса. Основная часть энергии затрачивается на обеспечение меха-

нического перемешивания жидкости и избегания осаждения ила исключительно с помощью воздуха. Но интенсивность перемешивания не всегда способствует насыщению кислородом жидкости из-за быстрого выхода в атмосферу поданного в аэротенк воздуха. Кроме этого, и сам процесс передачи механической энергии воздуха воде при пневматической аэрации обладает самым низким «КПД» среди существующих методов аэрации.

Гораздо энергоэффективнее механическая (высокоскоростная) аэрация [1]. В этом случае насыщение воды кислородом воздуха и ее перемещение происходит с помощью механических аэраторов. В роли аэраторов используются погружные насосы, подающие газожидкостную смесь в аэротенк по принципу инжектора, всасывая воздух с поверхности и жидкость из бассейна, захватывая, перемешивая и растворяя воздух в воде турбулентным потоком. Жидкость при этом подается обратно в бассейн, обеспечивая перемешивание и циркуляцию содержимого аэротенка. Такие системы являются прогрессивными, о чем свидетельствуют разработки ведущих зарубежных производителей насосного оборудования, например фирмы «ЕМУ» (системные струйные аэраторы «Rotox», погружные мешалки). Но в силу больших финансовых затрат на полную модернизацию существующих очистных сооружений такой способ аэрации является перспективой отдаленного будущего.

Поэтому в реальных условиях наиболее доступным и целесообразным с точки зрения затрат является сочетание пневматического и механического способов аэрации путем модернизации или дооснащения существующей пневматической системы. Благодаря такому подходу, переход на новую технологию можно делать поэтапно и остается возможность использования существующего технологического оборудования, обеспечив снижение его энергоемкости. Это достигается путем возложения функции механического перемещения воды и рассеивания (растворения) воздуха в воде на специальные механизмы погружного или наружного исполнения, устанавливаемые в аэротенках. Такие устройства имеют гораздо более высокий гидравлический КПД передачи энергии жидкости в сравнении с воздухом. Воздух при этом подается через существующие системы аэраторов. В результате снижается энергоемкость всей системы в целом благодаря снижению расхода воздуха, подаваемого в такие комбинированные аэрационные системы до уровня, достаточного только для насыщения воды кислородом.

В качестве погружных механизмов можно использовать как готовые технические решения (погружные мешалки фирмы «ЕМУ»), так и оптимизированные под конкретные условия погружные насосные агрегаты отечественного производства. Например возможно использовать для этих целей осевые погружные насосы с лопастной системой ОПВ (разработка СумГУ), либо мешалки вихревого принципа действия, все потери энергии у которых в таких условиях работы - будут полезными.

Это направление предполагает решение целого ряда научных и инженерных задач, что представляет значительный интерес для разработчиков.

### **3. Модернизация системы подачи воздуха в аэротенки**

Значительные средства можно также сэкономить на оптимизации и модернизации имеющейся системы подачи и распределения воздуха на очистных сооружениях. В настоящее время воздух на очистных сооружениях г. Сумы подается из двух цехов. В первом цехе установлены 3 нагнетателя 360-22-2 производства Невского машиностроительного завода. Во втором цехе установлены 4 воздуходувки ТВ-300-1,6МВ2 производства завода «Узбекхиммаш», г. Чирчик.

Система подачи воздуха наращивалась и достраивалась совместно с расширением и добавлением мощностей. Подобное расширение велось на основании коммуникаций первоначального проекта очистных сооружений. Это привело к тому, что на сегодняшний момент узел подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор выполнен нерационально.

Были проведены энергетические обследования системы подачи воздуха на аэрацию в городских очистных сооружениях. Результаты этих обследований показывают,

что имеются большие потери давления в узле подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор (4000 Па и более). Замеры в 20 контрольных точках системы распределения воздуха показали, что в узле подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор потери энергии (падение давления) составляют 80 % от потерь энергии (падения давления) по всей длине воздухопроводов до самой дальней точки системы, удаленной на 300 метров.

Для определения величины потерь энергии в узлах подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор были проведены расчеты на ЭВМ. Математический расчет дал следующие результаты:

- 1) Потери энергии в узле подвода при работе отдельно каждой из воздуходувок:
  - при работе первой воздуходувки – 1842 Па;
  - при работе второй воздуходувки – 1661 Па;
  - при работе третьей воздуходувки – 1841 Па;
  - при работе четвертой воздуходувки – 1577 Па.
- 2) Потери энергии в узле подвода при совместной работе воздуходувок:
  - при совместной работе 1<sup>й</sup> и 2<sup>й</sup> воздуходувок – 2918 Па;
  - при совместной работе 1<sup>й</sup> и 3<sup>й</sup> воздуходувок – 2890 Па;
  - при совместной работе 2<sup>й</sup> и 3<sup>й</sup> воздуходувок – 2912 Па;
  - при совместной работе 1<sup>й</sup> и 4<sup>й</sup> воздуходувок – 1876 Па;
  - при совместной работе 2<sup>й</sup> и 4<sup>й</sup> воздуходувок – 1729 Па;
  - при совместной работе 3<sup>й</sup> и 4<sup>й</sup> воздуходувок – 1937 Па;
  - при совместной работе 1<sup>й</sup>, 2<sup>й</sup> и 3<sup>й</sup> и воздуходувок – 4138 Па;

Сравнение полученных результатов с экспериментальными результатами энергетических обследований показывает, что расчетные значения потерь давления в узле подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор меньше опытных значений. Это может быть связано с неполным открытием регулирующей задвижки и с недоучетом ряда факторов связанных с течением газа в некоторых местных сопротивлениях: например, неравномерности поля скоростей перед местным сопротивлением. В частности в линии первой воздуходувки поле скоростей перед приточным тройником может быть неравномерным, так как расстояние от острого колена при повороте потока на 90° до приточного тройника недостаточно для выравнивания эпюры скоростей. Эта неравномерность должна учитываться корректирующим коэффициентом, данных по которому для приточных и симметричных тройников в литературе нет, хотя, например, при входе потока в диффузор сразу после поворота или на расстоянии менее 2d от поворота этот коэффициент равен 6,8. Таким образом, сравнивая расчетные и экспериментальные значения потерь давления в коллекторе можно определить величины соответствующих корректирующих коэффициентов.

Результаты расчетов и энергетических обследований показывают, что имеются значительные потери энергии (давления) в узле подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор. Даже расчетные значения этих потерь недопустимо большие, так как по рекомендациям [3,4] суммарная величина потерь напора за счет местных сопротивлений и сопротивления на трение по всей длине в воздухопроводах на очистных сооружениях не должна превышать 3500 Па; при этом сопротивления в узлах подвода воздуха в общий коллектор в расчетах часто не учитываются, так как они должны быть очень незначительными по сравнению с потерями по всей длине коллектора. Однако при существующей конструкции узла подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор, получается наоборот: потери давления в узле подвода во много раз больше потерь по длине коллектора (отношение этих потерь при работе одной воздуходувки составляет от 5.6 до 6.6 раз при работе двух воздуходувок – от 1.7 до 2.6 раз). Расчеты показали, что, изменив узла подвода воздуха от воздуходувок в общий коллектор и подобрав трубы нужного диаметра, можно значительно снизить гидравлические потери.

Снижение потерь давления за счет модернизации узла подачи воздуха позволит установить в системе отсутствующие обратные клапаны на каждый агрегат, что в свою

очередь повышает надежность работы воздуходувок в системе и полностью исключает их механическое повреждение в результате аварийной остановки, что обеспечит дополнительную экономию средств.

Стоит отметить, что по результатам проведенной работы на ОС КП «Горводоканал» СГС г. Сумы, уже установлена воздуходувка меньшей производительности. Это мероприятие позволило более гибко регулировать количество поданного воздуха в систему аэрации, избегая регулирования работы большой воздуходувки методом дросселирования или работы очистных сооружений в режиме избыточной аэрации.

#### **Выводы**

Рассмотренные авторами возможные методы снижения затрат энергоносителей при работе очистных сооружений, созданных на основе типовых проектов, применимы во всех аналогичных системах вполне применимы и в других городах. Это, в свою очередь, открывает значительные возможности энергосбережения. Учитывая это, предложенный подход по снижению энергопотребления может являться основой для разработки мероприятий по модернизации систем подачи и распределения сжатого воздуха, а также инженерной методики подбора, расчета и прогнозирования параметров ОС с применением новых технических решений.

#### **Литература**

1. Хаммер М. Технология обработки природных и сточных вод: Пер с англ. – М.: Стройиздат, 1979. - 400 с.
2. Вороновский Г.К., Переверзев Н.П. Экология и энергетика – Х.: Курсор, 2000.-274 с.
3. Ласков Ю.М., Воронов Ю.В., Калицун В.И. Примеры расчётов канализационных сооружений: Учеб. пособие для вузов. – М.: Выс. школа, 1981. - 232 с.
4. Очистка производственных сточных вод в аэротенках / Я.А. Карелин, Д.Д. Жуков, В.Н. Журов – М.: Стройиздат, 1973. – 223 с.

УДК 62-137

**Зубахин А.Н., Гулый А.Н., Щеляев А.Е.**

#### **ВОССТАНОВЛЕНИЕ СКОРОСТНОГО НАПОРА НА ВЫХОДЕ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ КАК ФАКТОР ДЕСТАБИЛИЗАЦИИ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ**

Описаны результаты математического моделирования течения жидкости в щелевом уплотнении центробежного насоса и предложены рекомендации по проектированию узлов уплотнений и более точному учёту параметров щели при исследовании ротора на динамическую устойчивость. Рис.4, Табл.0, Ист.5.

В практике проектирования центробежных насосов динамическое состояние роторов принято оценивать по отстройке их собственных частот от частоты вращения [1]. Расчет собственных частот поперечных колебаний ротора ведут с учетом радиальной жесткости щелевых уплотнений проточной части, которая зачастую превышает изгибную жесткость вала. Такие методики позволяют не производить весьма сложных расчетов амплитуд вынужденных радиальных колебаний вала и амплитуд вибраций на корпусе насоса, поскольку при достаточной отстройке от резонансных режимов они будут заведомо малы. Однако использование подобных методик может приводить к избыточным запасам жесткости роторной системы и, соответственно, ухудшению массогабаритных и технических характеристик насосных агрегатов, поскольку, вследствие высоких демпфирующих свойств щелевых уплотнений, близость собственных частот и частоты вращения ротора далеко не всегда приводит к повышенным вибрациям.

Современные методы и программные средства позволяют без затруднений проводить динамические расчеты таких машин, как центробежный насос. Однако основными исходными данными для таких расчетов являются динамические параметры щелевых уплотнений, такие как радиальная жесткость, коэффициенты демпфирования, циркуляционных сил, присоединенных масс. И если на сегодняшний день в расчетах коэффициентов жесткости и присоединенных масс не имеется проблем или разногласий, различные методики расчета коэффициента демпфирования щелевых уплотнений дают результаты, отличающиеся между собой до 10 раз [5]. Как следствие, нет ясности и по коэффициентам циркуляционных сил, которые для щелевых уплотнений рассчитываются через коэффициенты демпфирования. Таким образом, для совершенствования методов расчета динамического состояния роторов центробежных насосов, необходимо повысить достоверность определения демпфирования в щелевых уплотнениях.

Одной из причин чрезвычайно высокого расхождения у различных исследователей результатов расчета коэффициента демпфирования, по нашему мнению, является неопределенность величины гидравлических потерь на выходе щелевого зазора или связанного с ним параметра, который традиционно используется в исследованиях щелевых уплотнений - коэффициента восстановления скоростного напора на выходе  $\zeta_{12}$ . Например, в работе [1] рекомендуется принимать  $\zeta_{12} = 0,3$ , а в работе [5] -  $\zeta_{12} = 0,05$ . Кроме того, как показано в этой работе, величина  $\zeta_{12}$  может меняться от 0,05 до 0,3 в зависимости от конфигурации ("плавности") выходной кромки уплотнения. Однако, принимая как факт большое влияние геометрии кромки на восстановление скоростного напора, приведенные численные значения вызывают определенные сомнения, поскольку в экспериментальных установках, описанных в этой работе, в определенных случаях истечение жидкости из щели происходило в воздушную среду. В реальных уплотнениях центробежных насосов истечение всегда происходит в жидкую среду, "под уровень", что не позволяет безоговорочно использовать упомянутые выше результаты в расчетах уплотнений насосов.

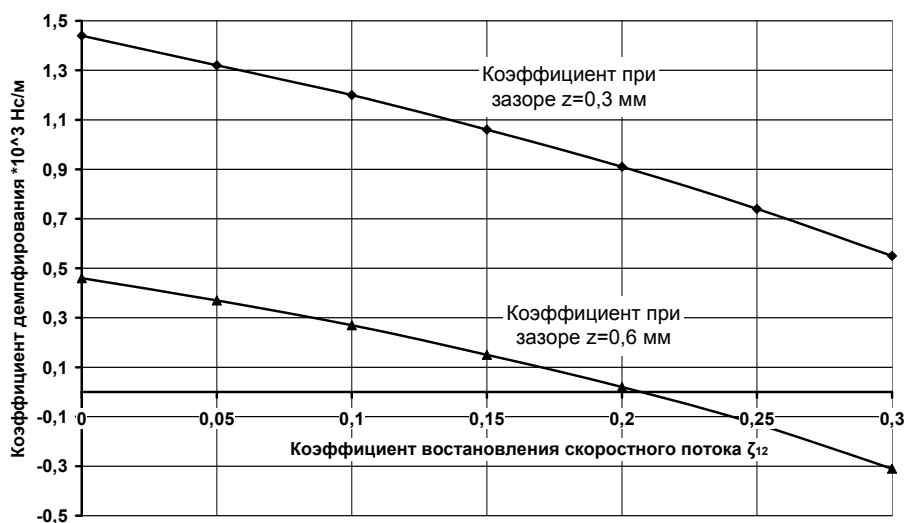


Рис. 1. Влияние восстановления скоростного напора на выходе из уплотнения ( $\zeta_{12}$ ) на коэффициент демпфирования

В свою очередь, влияние величины  $\zeta_{12}$  на коэффициент демпфирования  $b$  очень велико. На рис. 1 приведены зависимости для щелевого уплотнения с типичными параметрами: диаметр  $d = 70$  мм, длина  $l = 20$  мм, зазор  $h = 0,3$  мм (номинальный) и  $h_a = 0,6$  мм (в про-

цессе эксплуатации). Расчеты выполнены по аналитическим выражениям, приведенным в источнике [5].

Как видим, в зависимости от принятого в пределах известных рекомендаций значения  $\zeta_{12}$ , расчетная величина коэффициента демпфирования может не только изменяться в несколько раз, но и менять знак, что на практике ведет к потере динамической устойчивости и возникновению радиальных автоколебаний ротора. Приведенный пример иллюстрирует высокую важность достоверных данных о коэффициенте восстановления скоростного напора на выходе щелевых уплотнений.

На первом этапе перед проведением физического эксперимента было принято решение провести численный расчет течения жидкости в щелевом уплотнении с помощью программы CFX. Данная программа позволяет моделировать течение жидкости (газа) в проточных частях гидравлических машин. Для расчёта течения жидкости в щелевом уплотнении была использована наиболее распространенную модель турбулентной вязкости k-ε. Моделью является объём жидкости, которая заполняет щель, а также зона входа и зона выхода жидкости из неё. Проведены расчеты как с истечением в жидкое пространство, так и в воздушное.

Результаты расчетов щелей с различными геометрическими параметрами, характерными для щелевых уплотнений центробежных насосов, дали значения  $\zeta_{12} = 0,04$  для истечения в воздушное пространство и  $\zeta_{12} = 0,09$  для истечение в жидкость. Первое значение играет роль теста для методики расчета, поскольку для этого случая есть близкие результаты эксперимента ( $\zeta_{12} = 0,05$ ), а второе - может быть использовано в расчетах динамических параметров щелевых уплотнений (с острой выходной кромкой). Такое различие значений объясняется тем, что во втором случае появляется взаимодействие потока жидкости, истекающей из щели, с объёмом жидкости, который находится на выходе из уплотнения и образованием вихрей в области выхода из щели.

В результате расчетов было также получено распределение давления по длине уплотнения (рис. 2), которое показало, что давление на выходной кромке щели не принимает установившейся в выходной полости величины, а продолжает понижение ещё на определенном расстоянии (2-4 мм) вдоль оси. Это может быть связано с вихреобразованием в выходной камере, которое "прижимает" истекающий поток жидкости из уплотнения к одной из поверхностей камеры, тем самым как бы удлиняя щель. Это явление приводит к необходимости рассматривать явления на определенном удалении за выходной кромкой при анализе гидродинамических параметров щелевых уплотнений в том случае, если выходная кромка уплотнения расположена на статорной части насоса.

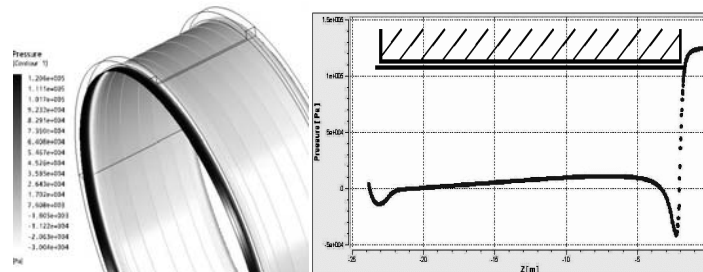


Рис. 2. Распределение давления по длине уплотнения

Рассмотренное выше явление резкого снижения демпфирующих сил в щелевых уплотнениях за счет восстановления скоростного напора на выходе может объяснить с новой стороны описанные ранее факты существенного ухудшения вибрационного состояния центробежных насосов при использовании в проточной части, главным образом в качестве передних уплотнений рабочего колеса, уплотнений с "козырьком" на выходе

(рис. 3), применяемых для улучшения структуры потока в проточной части, или много щелевых уплотнений с повышенным гидравлическим сопротивлением (рис.4), применяемых для повышения гидравлического КПД [1].

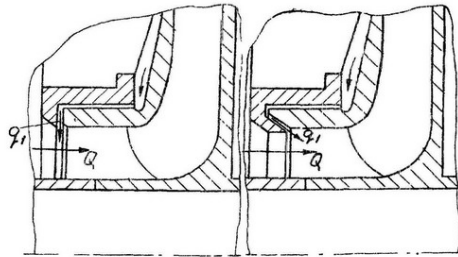


Рис. 3. Уплотнения с прямым и наклонным козырьком

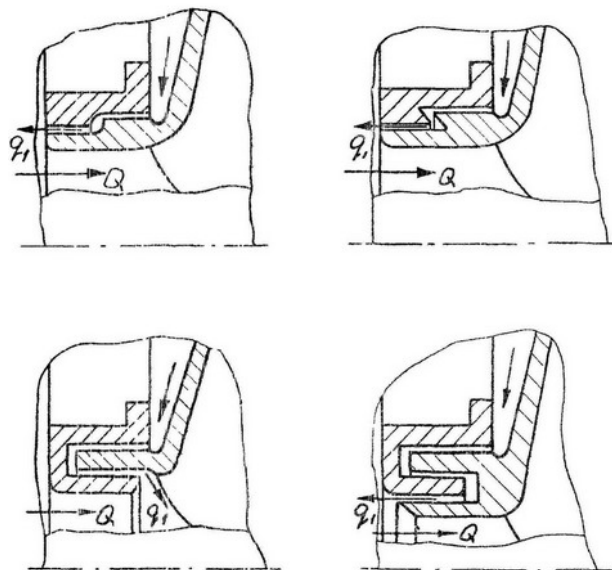


Рис. 4. Примеры конструкций щелевых уплотнений с увеличенным гидравлическим сопротивлением

В обоих случаях очевидно, что конфигурация выходных камер или промежуточных камер между отдельными щелями способствует повышению восстановления скоростного напора на выходе, что неизбежно ведет к потере ими демпфирующих свойств. Однако в настоящее время расчет силовых характеристик таких уплотнений базируется на результатах анализа течений в простых кольцевых каналах. Поэтому численный анализ приведенных выше вариантов конструкций щелевых уплотнений и разработка рекомендаций по улучшению их гидродинамических параметров является важной задачей на перспективу.

#### Л и т е р а т у р а

1. Марцинковский В.А. Вибрации роторов центробежных машин: В2 книгах. Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. – Сумы: изд-во Сумского госуниверситета, 2002. – 337с.
2. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения. Л., Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. – 423с.
3. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 109с.

4. Гулый А.Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений.// Вестник машиностроения. 1987, №2, с.21-25.
5. Гулый А.Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений. /Дис. ... канд.техн.наук.-Сумы, 1988.- 218с.

УДК 621.979:621.768.4.06

**Іскович-Лотоцький Р.Д., Севастьянов І.В.**

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРОПРЕСОВОГО  
ОБЛАДНАННЯ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ  
ПРИ ЗНЕВОДНЕННІ ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ  
ПЕРЕРОБНИХ ТА ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

У статті аналізується та обґрунтовується ефективність способу віброударного пресування при інерційному навантаженні, а також вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом для його реалізації при використанні їх у технологічних процесах зневоднення вторинних продуктів харчових виробництв. Рис. 1, дж. 6

Одним з найефективніших видів сучасного обладнання для реалізації вібраційних та віброударних технологічних процесів в різних галузях виробництва, на транспорті та у сільському господарстві є вібропресове обладнання з гідроімпульсним приводом (ГП) [1]. Як показали попередні експерименти [2], досить перспективним є його використання і для зневоднення вторинних продуктів харчових та переробних виробництв (спиртової барди, пивної дробини, цукрового жому, фруктової та ягідної макухи), а також різних продуктів рослинного та тваринного походження під час приготування сільськогосподарських кормів.

З метою порівняння ефективності віброударного та статичного пресування при зневодненні вологих дисперсних матеріалів з використанням вказаних способів були здійснені спробні віджимання попередньо зневоднених до вологості 70% порцій концентрату спиртової барди та пивної дробини у циліндричній прес-формі закритого типу з внутрішнім діаметром 500 мм і висотою 300 мм. Як основне обладнання застосовувались гідравлічний двокошиковий прес 2П-41 [3] та інерційний вібропрес-молот з ГП моделі ІВПМ-16 [4]. Визначались та зіставлялись: кінцева вологість зневоднених порцій (за допомогою кожного з розглядуваних способів були здійснені по п'ять віджимань однакових за масою і об'ємом порцій спиртової барди та пивної дробини); тривалість статичного та віброударного пресування, а також максимальні робочі зусилля на виконавчих елементах 2П-41 та ІВПМ-16 під час зневоднення. Кінцева вологість порцій розраховувалась за результатами їх зважування (з точністю  $\pm 1$  г) до та після процесу віджимання.

Вологість порцій, зневоднених на статичному пресі при створенні в його гідросистемі максимально допустимого паспортною характеристикою тиску у 18 МПа була у 1,5...2 рази вищою вологості порцій відповідного вторинного продукту, що віджимались на ІВПМ (оптимальні значення робочих параметрів віброударного інерційного навантаження, якими є [4]: енергія  $E_n$ , що передається виконавчим елементам вібропреса протягом кожного циклу спрацювання ГП, амплітуда та частота коливань вказаних елементів – установлювались під час експериментів дослідним шляхом). За оцінкою авторів, для забезпечення адекватної кінцевої вологості порцій при зневодненні їх способами віброударного та статичного пресування під час реалізації останнього тиск у гідросистемі преса має становити не менше 100 МПа (для порівняння: максимальний тиск  $p_1$  робочої рідини у гідросистемі ГП ІВПМ-16 не перевищував 14 МПа).

Тривалість зневоднення з використанням способів статичного та віброударного пресування для досягнення найнижчої можливої вологості порції становила відповідно 20 хв і 20 – 25 с.

Максимальне зусилля  $F_{п.маx.ст}$  на пуансоні статичного преса при діаметрі плунжера його гідроциліндра  $d_{г.ст} = 300$  мм та тиску в гідросистемі  $p_{г.ст} = 18$  МПа дорівнюватиме:

$$F_{п.маx.ст} = p_{г.ст} \frac{\pi \cdot d_{г.ст}^2}{4} = 18 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 1271700 \text{ Н.} \quad (1)$$

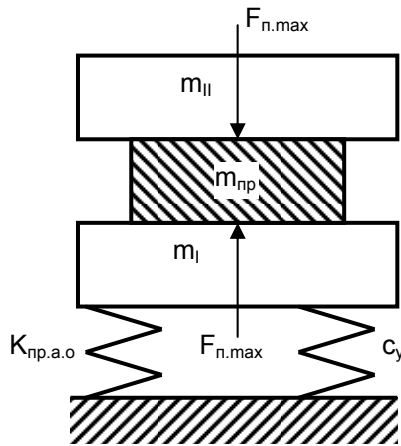


Рис. 1. Розрахункова схема ІВПМ під час зневоднення порції вторинного продукту

Для визначення максимального зусилля  $F_{п.маx.віб}$ , створюваного виконавчими елементами ІВПМ на верхньому та нижньому перерізах порції продукту, що зневоднюється, розглянемо наведену на рис. 1 розрахункову схему, на якій позначені:  $m_{пр}$  – маса продукту;  $m_I$  – маса нижнього виконавчого елемента вібропреса (столу –  $m_c$ ) та пов'язаних з ним деталей (плунжера гідроциліндра ГПП –  $m_{пл}$ , контейнера прес-форми –  $m_{к.п}$ );  $m_{II}$  – маса нижнього виконавчого елемента (інерційна маса), що включає маси пуансона –  $m_п$ , рухомої траверси –  $m_{р.т}$ , змінних інерційних вантажів –  $m_{i.в}$ , поршня та штока допоміжного гідроциліндра вібропреса –  $m_{п.ш}$ ;  $c_y$  – коефіцієнт жорсткості елементів пружного повернення

столу;  $K_{пр.а.о}$  – приведений модуль об'ємної пружності акумулюючої підсистеми ГПП.

Зусилля  $F_{п.маx.віб}$  можна наближено розрахувати за формулою [4]:

$$F_{п.маx.віб} = m_{II} \left( \frac{\sqrt{2E_п c_y}}{m_I + m_{II} + m_{пр}} + g \right), \quad (2)$$

в якій  $g$  – прискорення вільного падіння.

Величина енергії  $E_п$  може бути наближено визначена за формулою [4]:

$$E_п = \frac{Q_н \cdot \tau_p (p_1 + p_2)}{2} + \frac{(p_1^2 - p_2^2) W_{а.о}}{2 \cdot K_{пр.а.о}}, \quad (3)$$

де  $Q_н$  – подача насоса ГПП;  $\tau_p$  – тривалість імпульсу тиску у порожнині гідроциліндра ГПП, яка відповідає часу відкриття  $t_p$  основного запірного елемента вібробуджувача ГПП [4] ( $t_p \geq \tau_p$ );  $p_1, p_2$  – тиски відкриття та закриття вібробуджувача;  $W_{а.о}$  – об'єм кумулюючої підсистеми ГПП

За даними експериментальних досліджень [4] середнє значення часу відкриття основного запірного елемента вібробуджувача ГПП становить  $t_p = 10^{-3}$  с.

Об'єм гідросистеми ГПП, що акумулює в складі сталевій гідролінії довжиною  $l_{0c}$  та площею поперечного перерізу  $f_{0c}$ , гумово-металевої гідролінії ( $l_{0гм}, f_{0гм}$ ), акумуляторної гідролінії ( $l_{г.а}, f_{г.а}$ ), рідинного гідроакумулятора з робочим об'ємом  $W_a$ , визначається за формулою

$$W_{а.о} = l_{0c} \cdot f_{0c} + l_{0гм} \cdot f_{0гм} + l_{г.а} \cdot f_{г.а} + W_a. \quad (4)$$

Значення  $K_{пр.а.о}$  можна підрахувати за формулою:

$$K_{\text{пр.а.о}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{K_{\text{г-р.а.а.ср}}} + \frac{1}{K_{0\text{с}}} + \frac{1}{K_{0\text{гм}}} + \frac{1}{K_{\text{г.а}}} + \frac{1}{K_{\text{а}}} \right)}, \quad (5)$$

де  $K_{\text{г-р.а.а.ср}} = \frac{K_{\text{г-р.а.а1}} + K_{\text{г-р.а.а2}}}{2}$  – середня величина адіабатного модуля об'ємної пружності робочої рідини в об'ємі, що акумулює при зміні тиску від  $p_1$  до  $p_2$  з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря.

Адіабатний модуль пружності для швидких процесів  $K_{\text{р.а}} \approx 1,5 \cdot K_{\text{р}}$  [5].

Об'ємний модуль пружності газорідинної суміші [6]:

$$K_{\text{г-р}} = \frac{K_{\text{р}} \left( \frac{W_{\text{р}}}{W_{\text{г}}} + 1 \right)}{\frac{W_{\text{р}}}{W_{\text{г}}} + K_{\text{р}} \frac{p_0}{p^2}}, \quad (6)$$

де  $K_{\text{р}}$  – модуль пружності рідини, що не містить повітря (для масла АМГ-10, використаного як робоча рідина в гідросистемі ГПП  $K_{\text{р}} = 1,33 \cdot 10^9$  Па [6];  $W_{\text{р}}$ ,  $W_{\text{г}}$  – відповідно, об'єми рідинної і газової фаз при атмосферному тиску  $p_0$  (приймаємо 0,003% вміст нерозчиненого повітря);  $p$  – тиск у гідросистемі.

Наведені модулі об'ємної пружності стінок гідроліній та порожнини гідроакумулятора  $K_{0\text{с}}$ ,  $K_{0\text{гм}}$ ,  $K_{\text{г.а}}$ ,  $K_{\text{а}}$  визначаємо за формулою [5]:

$$K_{\text{пр}} = \frac{K_{\text{м}} \cdot \delta}{d}, \quad (7)$$

де  $K_{\text{м}}$  – модуль об'ємної пружності матеріалу гідролінії або порожнини;  $\delta$ ,  $d$  – товщина її стінки та діаметр.

Визначимо  $F_{\text{п.мах.віб}}$  для конструктивних та робочих параметрів ІВПМ-16, значення яких:  $m_1 = m_{\text{с}} + m_{\text{пл}} + m_{\text{к.п}} + m_{\text{пр}} = 120$  кг;  $m_2 = m_{\text{п}} + m_{\text{р.т}} + m_{\text{л.в}} + m_{\text{пл.ш}} = 80 \div \div 300$  кг;  $c_{\text{у}} = 2,4 \cdot 10^6$  Н/м;  $l_{0\text{с}} = 2,3$  м;  $f_{0\text{с}} = 1,77 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;  $\delta_{0\text{с}} = 2,5 \cdot 10^{-3}$  м;

$$K_{0\text{с}} = \frac{K_{\text{ст}} \cdot \delta_{0\text{с}}}{d_{0\text{с}}} = \frac{2,03 \cdot 10^{11} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{0,015} = 3,38 \cdot 10^{10} \text{ Па}; l_{0\text{гм}} = 1,2 \text{ м}; f_{0\text{гм}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \delta_{0\text{гм}} =$$

$$7 \cdot 10^{-3} \text{ м}; K_{0\text{гм}} = \frac{K_{\text{гм}} \cdot \delta_{0\text{гм}}}{d_{0\text{гм}}} = \frac{1,7 \cdot 10^9 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{0,016} = 7,4 \cdot 10^8 \text{ Па}; l_{\text{г.а}} = 0,71 \text{ м}; f_{\text{г.а}} = 10^{-3} \text{ м}^2; \delta_{\text{г.а}} =$$

$$0,03 \text{ м}; K_{\text{г.а}} = \frac{K_{\text{ст}} \cdot \delta_{\text{г.а}}}{d_{\text{г.а}}} = \frac{2,03 \cdot 10^{11} \cdot 0,03}{0,036} = 1,69 \cdot 10^{11} \text{ Па}; W_{\text{а}} = 2,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \delta_{\text{а}} = 0,015 \text{ м};$$

$$K_{\text{а}} = \frac{K_{\text{ст}} \cdot \delta_{\text{а}}}{d_{\text{а}}} = \frac{2,03 \cdot 10^{11} \cdot 0,015}{0,14} = 2,03 \cdot 10^{10} \text{ Па}; p_1 = 11 \cdot 10^6 \text{ Па}; p_2 = 4 \cdot 10^6 \text{ Па}; p_0 =$$

$$101300 \text{ Па}; K_{\text{р.а}} = 1,5 \cdot 1,33 \cdot 10^9 = 1,995 \cdot 10^9 \text{ Па};$$

$$K_{\text{г-р.а.а1}} = \frac{1,995 \cdot 10^9 \left( \frac{99,997}{0,003} + 1 \right)}{\frac{99,997}{0,003} + 1,995 \cdot 10^9 \frac{101300}{(11 \cdot 10^6)^2}} = 1,99 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

$$K_{г-р.а.а2} = \frac{1,995 \cdot 10^9 \left( \frac{99,997}{0,003} + 1 \right)}{\frac{99,997}{0,003} + 1,995 \cdot 10^9 \frac{101300}{(4 \cdot 10^6)^2}} = 1,98 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

$$K_{г-р.а.а.ср} = \frac{1,99 \cdot 10^{10} + 1,98 \cdot 10^{10}}{2} = 1,985 \cdot 10^{10} \text{ Па};$$

$$K_{пр.а.о} = \frac{1}{\left( \frac{1}{1,985 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{3,38 \cdot 10^{10}} + \frac{1}{7,4 \cdot 10^8} + \frac{1}{1,69 \cdot 10^{11}} + \frac{1}{2,03 \cdot 10^{10}} \right)} = 6,72 \cdot 10^8 \text{ Па};$$

$$W_{а.о} = 2,3 \cdot 1,77 \cdot 10^{-4} + 1,2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} + 0,71 \cdot 1 \cdot 10^{-3} + 2,75 \cdot 10^{-3} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$Q_{п} = 1,1 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$$

$$E_x = \frac{1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-3} (11 \cdot 10^6 + 4 \cdot 10^6)}{2} + \frac{\left[ (11 \cdot 10^6)^2 - (4 \cdot 10^6)^2 \right] 4,1 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 6,72 \cdot 10^8} = 328,56 \text{ Дж};$$

$$F_{п.маx віб} = 300 \left( \frac{\sqrt{2 \cdot 328,56 \cdot 2,4 \cdot 10^6}}{120 + 300} + 9,81 \right) = 31309,1 \text{ Н}.$$

Таким чином,  $F_{п.маx віб}$  є у 40 разів меншим  $F_{п.маx ст.}$ , отже, витрати енергії при зневодненні вторинних продуктів способом віброударного пресування будуть істотно меншими, ніж при використанні з цією ж метою способу статичного пресування. Крім цього, як встановлено вище, перший спосіб є більш продуктивним, а обладнання для його здійснення – більш компактним та легким (маса ІВПМ-16 – 1 т, 2П-41 – 9 т).

Дослідженнями [4] встановлено, що зусилля навантаження на частинках порції дисперсної суміші збільшується від циклу до циклу при незмінному тиску у гідросистемі ІВПМ та зусилля на його столі. Останнє обумовлено ущільненням твердих частинок середовища, зближенням центрів їх мас та збільшенням сил молекулярного відштовхування, що діють між ними. Даний процес підвищення щільності укладання твердих частинок під час віброударного пресування відбувається достатньо рівномірно по висоті порції суміші, тоді як при статичному пресуванні суттєве збільшення густини, а отже, і зниження вологості в основному має місце у перерізах біля днища прес-форми та біля нижнього торця пуансона, тоді як середні шари порції будуть віджати помітно меншою мірою.

З врахуванням вищевикладеного, високу ефективність способу віброударного пресування при інерційному навантаженні, а також обладнання з гідроімпульсним приводом для його реалізації, можна вважати теоретично обґрунтованою та експериментально доведеною.

#### Література

1. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Севостьянов І. В. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 291 с.
2. Іскович-Лотоцький Р. Д., Севостьянов І. В., Андрощук В. Д. Вібропресова машина для обезводнювання відходів харчових виробництв// Вибрации в технике и технологиях. - 2002. - №3 (24). - С. 48 - 50.
3. Дикис М. Я., Мальский А. Н. Технологическое оборудование консервных заводов. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – 777 с.
4. Іскович-Лотоцький Р. Д. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с.

5. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
6. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: Справочник. – К.: Техніка, 1977. – 320 с.

УДК 621.515: 533.6

**Калашников А.Н., Калинин Н.В.**

**РАСЧЕТ НЕИЗОЭНТАЛЬПИЙНОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА  
В ОБРАТНО-НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТАХ  
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

Представлена методика расчета неизоэнтальпийного течения газа в обратно - направляющих аппаратах (ОНА) центробежного компрессора. Приведены некоторые результаты экспериментальных исследований моделей ОНА.

Как показывают исследования течения газа в центробежных компрессорах [1,2,3] скорости потока по ширине канала на входе в поворотное колено (ПК) обратно-направляющего аппарата (ОНА) неодинаковы по величине и направлению. Характер изменения параметров потока зависит от типа рабочего колеса и от типа диффузора. Неравномерность параметров потока на входе в поворотное колено ОНА имела место и при проведении экспериментальных исследований моделей ОНА на аэродинамическом стенде в СумГУ [4].

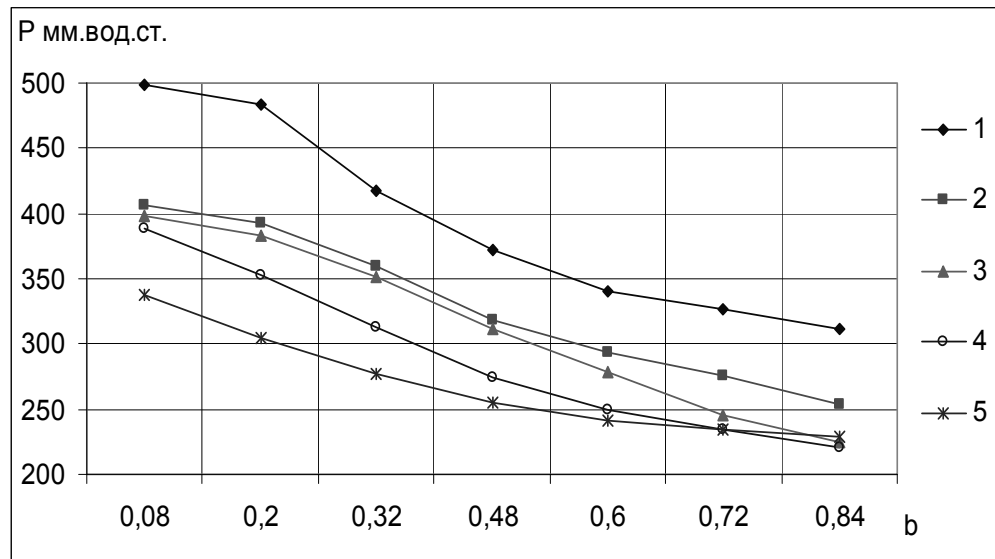


Рис. 1. Распределение полных давлений по ширине канала в поворотном колене (ПК) модели с углом закрутки  $\alpha_2 = 22^\circ$  и массовым расходом  $m = 1.372 \text{ кг/с}$

Как видно из представленных данных, изменение полного давления по ширине канала на входе в ПК незначительно отличается от линейного. Характер изменения полного давления по ширине канала во всех сечениях поворотного колена остается качественно таким же, как и на входе.

Для выполнения расчетов параметров потока в поворотном колене обратно-направляющего аппарата нужна математическая модель, которая учитывает неизоэнтальпийность течения.

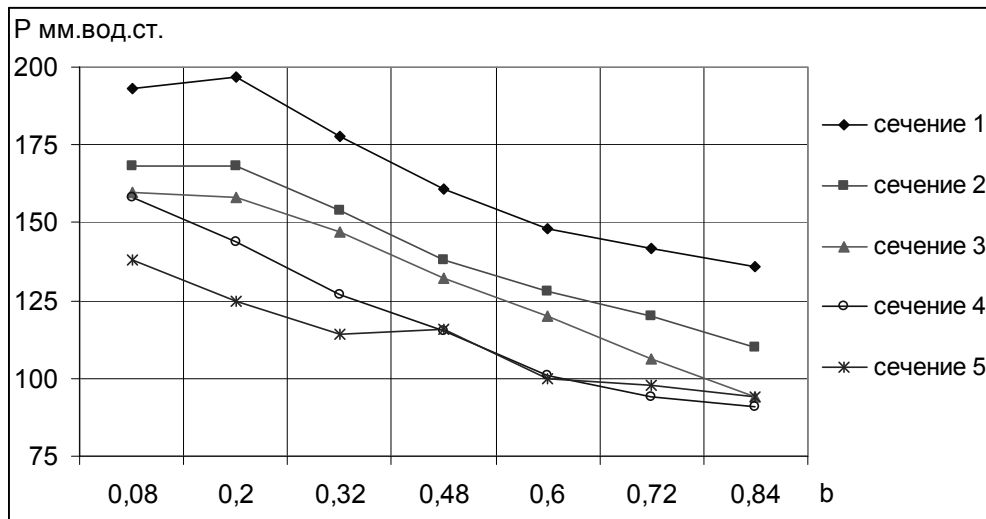


Рис. 2. Распределение полных давлений по ширине канала в поворотном колене (ПК) модели с углом закрутки  $\alpha_2 = 22^\circ$  и массовым расходом;  $\bar{m} = 0.930 \text{ кг/с}$

Для расчета параметров потока в поворотном колене (ПК) обратно-направляющего аппарата (ОНА) центробежного компрессора выбрана криволинейная система координат – квазилинии тока  $S$  и ортогоналы к ним  $n$  (рис.3).

Для ядра потока в ПК дифференциальные уравнения движения невязкой жидкости в проекции на оси  $S$  и  $n$  имеют вид:

$$\begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} - C_m \cdot \frac{\partial C_m}{\partial s} + \frac{C_u^2}{r} \cdot \sin \gamma &= 0, \\ -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} + \frac{C_u^2}{r} \cdot \cos \gamma + \frac{C_m^2}{R_m} &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{Угол } \gamma = 90 - \beta \text{ и поэтому } \sin \gamma = \cos \beta = \frac{\partial r}{\partial s}, \cos \gamma = \sin \beta = \frac{\partial r}{\partial n}.$$

Для неизоэнтропийного течения  $I^* = I + \frac{c^2}{2} = f(\bar{n})$ . Задаемся законом изменения полного давления вдоль нормали в виде квадратичной зависимости:

$$p^* = p + \rho \cdot \frac{c_u^2}{2} + \rho \cdot \frac{c_m^2}{2} = f_1(n), \quad (2)$$

где  $f_1(n) = a + c \cdot n_i + k \cdot n_i^2$ ;  $n_i = \sum_{i=1}^{\hat{E}} \Delta n_i$ .

Коэффициенты  $a, c, k$  - находятся из граничных условий:

$$\text{при } n_i = 0, \quad a = p_{\hat{a}i}^*, \text{ при } n_i = b, \quad p_i^* = p_{\hat{a}i}^* + c \cdot b + k \cdot b^2.$$

После преобразований получаем

$$f_1(n) = p_{\hat{a}i}^* + (p_i^* - p_{\hat{a}i}^*) \cdot \bar{n}_i + k \cdot b^2 \cdot \bar{n}_i \cdot (1 - \bar{n}_i). \quad (3)$$

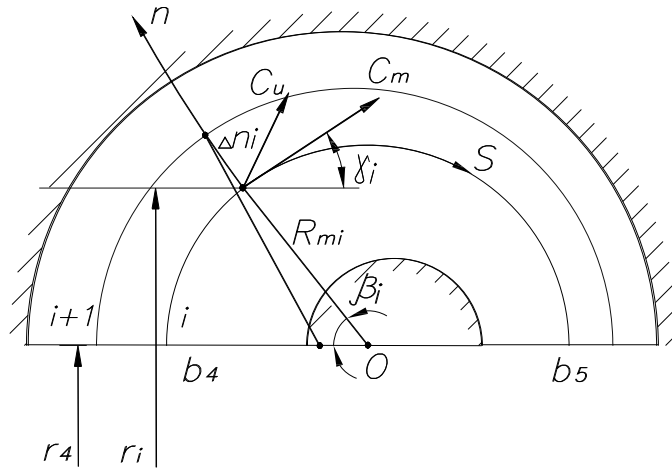


Рис. 3. Схема поворотного колена ОНА

При  $k = 0$  изменение  $p^*$  вдоль  $\bar{n}$  линейное.

Дифференцируя уравнение (2) по  $s$  и  $n$  получаем:

$$\frac{\partial p}{\partial s} + \rho \cdot c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial s} + \frac{c_u^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial s} + \rho \cdot c_m \cdot \frac{\partial c_m}{\partial s} + \frac{c_m^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial s} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} + \rho \cdot c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial n} + \frac{c_u^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial n} + \rho \cdot c_m \cdot \frac{\partial c_m}{\partial n} + \frac{c_m^2}{2} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial n} = \frac{\partial f_1}{\partial n}. \quad (5)$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial n} = \frac{(p_i^* - p_{ai}^*)}{b} + k \cdot b \cdot (1 - 2 \cdot \bar{n}_i) = A + B \cdot \bar{n}_i; \quad \bar{n}_i = \frac{n_i}{b}.$$

Поскольку в обратно-направляющих аппаратах центробежных компрессоров величина плотности газа мало изменяется, можно принять, что  $\frac{\partial \rho}{\partial s} = 0$  и  $\frac{\partial \rho}{\partial n} = 0$ , тогда уравнения (4) и (5) упрощаются:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} + c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial s} + c_m \cdot \frac{\partial c_m}{\partial s} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n} + c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial n} + c_m \cdot \frac{\partial c_m}{\partial n} = A + B \cdot \bar{n}. \quad (7)$$

Заменяя в системе уравнений (1) компоненту  $\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s}$  с помощью уравнения (6) получаем уравнение

$$c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial s} + \frac{c_u^2}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial s} = 0, \quad (8)$$

которое после интегрирования имеет вид  $c_u \cdot r = const$ . Значение окружной составляющей скорости можно вычислить по формуле

$$c_u = \frac{c_{u4} \cdot r_4}{r}. \quad (10)$$

Замена компоненты  $\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial n}$  в системе уравнений (1) с помощью уравнения (7) приводит к следующему дифференциальному уравнению

$$c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial n} + c_m \cdot \frac{\partial c_m}{\partial n} + \frac{c_u^2}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial n} + \frac{c_m^2}{R_m} - A - B \cdot \bar{n} = 0. \quad (11)$$

Из уравнения (8) следует, что  $\frac{\partial c_u}{\partial r} = -\frac{c_u}{r}$ , тогда  $c_u \cdot \frac{\partial c_u}{\partial n} = -\frac{c_u^2}{r} \cdot \sin \beta$ .

С учетом этого уравнение (11) принимает вид

$$c_m \cdot \frac{\partial c_m}{\partial n} + \frac{c_m^2}{R_m} - A - B \cdot \bar{n} = 0, \quad (12)$$

или

$$\frac{\partial c_m}{\partial n} = \frac{(A + B \cdot \bar{n})}{c_m} - \frac{c_m}{R_m}. \quad (13)$$

Значение меридиональной составляющей скорости определяется путем численного решения уравнения (13), например методом Рунге-Кутты четвертого порядка.

Тогда скорость потока газа определяется по формуле  $C_{ij} = \sqrt{C_{uij}^2 - C_{mij}^2}$ ,

а угол потока - по формуле  $tg(\alpha_{ij}) = \frac{C_{mij}}{C_{uij}}$ .

Значения радиусов кривизны линий тока определяются по формуле

$$R_{mi} = R_6 + \frac{(b_4 + b_5) \cdot (i - 1)}{2 \cdot (K - 1)}, \quad (14)$$

где  $i$  - номер линии тока;  $K$  - количество линий тока, принятое для расчета;  $R_6$  - радиус внутреннего контура поворотного колена;  $b_4$  и  $b_5$  - ширина ПК на входе и на выходе.

Для определения расстояния между соседними линиями тока вдоль ортогонали  $n$  рассмотрим треугольник  $BO_iO_{i+1}$  (см. рисунок 4). Данное расстояние определяется отрезком  $AB = BO_i - AO_i$ . Отрезок  $AO_i = R_{mi}$  - радиус кривизны  $i$ -ой линии тока. Отрезок  $O_iO_{i+1} = z_{ci} - z_{ci+1} = \Delta z_i$  - разность координат центров радиусов кривизны  $i$ -ой и  $i+1$ -ой линий тока. Отрезок  $BO_{i+1} = R_{mi+1}$  - радиус кривизны  $i+1$ -ой линии тока.

Для треугольника  $BO_iO_{i+1}$  по теореме косинусов можно записать

$$BO_{i+1}^2 = BO_i^2 + O_iO_{i+1}^2 - 2 \cdot BO_i \cdot O_iO_{i+1} \cdot \cos \beta_i \quad (15)$$

Величину отрезка  $BO_i$  можно найти из этого уравнения:

$$BO_i = \Delta z_i \cdot \cos \beta_i + \sqrt{R_{mi+1}^2 - \Delta z_i^2 \cdot \sin^2 \beta_i}. \quad (16)$$

Координата  $r_{ij}$  в узловых точках координатной сетки определяется по формуле

$$r_{ij} = r_4 + R_{mi} \cdot \sin \beta_i. \quad (17)$$

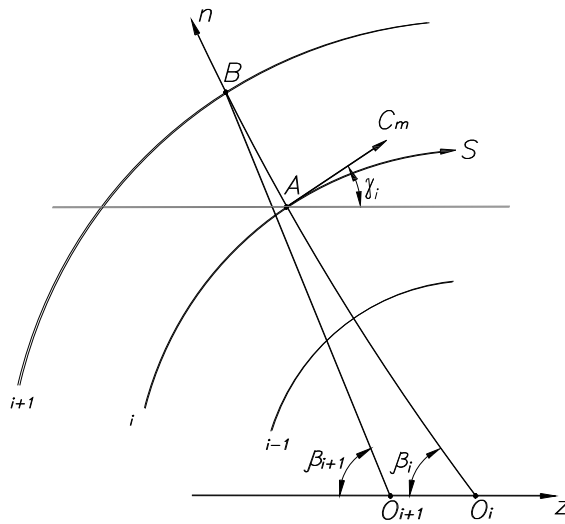


Рис. 4. Криволинейная система координат  $S, n$

Для любой ортогонали, где  $r \neq r_4$  радиус кривизны  $R_m = \frac{r - r_4}{\sin \beta}$ .

Приведенная система уравнений позволяет определить поле скоростей и давлений в поворотном колене ОНА для неизэнтропийного течения газа..

#### Л и т е р а т у р а

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессоры машины. Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. - Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1982.-271с.
3. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты. Л.: Машиностроение, 1990. – 232 с.
4. «Экспериментальные исследования обратно-направляющих аппаратов центробежных компрессоров». Отчет о НИР. СумГУ, Сумы, 2007.

Кириченко О.В., Акиншин В.Д., Цыбулин В.В.,  
Яценко И.В., Ващенко В.А.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ  
ТЕРМОВОЗДЕЙСТВИЙ НА ПОВЕРХНОСТЬ  
МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ИЗДЕЛИЙ НА ОСНОВЕ  
ПИРОТЕХНИЧЕСКИХ НИТРАТНЫХ СИСТЕМ В  
ДИНАМИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Разработаны математические модели экстремальных термовоздействий сверхзвукового потока воздуха на поверхность металлических оболочек изделий на основе пиротехнических нитратных систем (ПНС), которые позволяют рассчитывать влияние условий эксплуатации изделий (скорости обдува потоком воздуха, режима обтекания корпуса изделия (ламинарного, турбулентного) и времени действия потока) на тепловой поток из пограничного слоя в изделие и температурные поля на участках их поверхности, подвергающихся максимальным внешним термовоздействиям.

**Введение**

Ужесточающие стартовые условия эксплуатации пиротехнических изделий (осветительные и трассирующие средства, составы сигнальных огней, ИК-излучатели и др. [1 – 3, 5]), снаряженных образцами пиротехнических нитратных систем (ПНС) (скорости обдува потоком воздуха до  $V = 1,5 \cdot 10^3$  м/с и угловые скорости осесимметричного вращения до  $\omega = 4 \cdot 10^3$  рад/с) приводят к существенному нагреву металлических корпусов изделий, возникновению локальных зон преждевременного воспламенения образцов ПНС и, в конечном итоге, к разрушению изделий, которое сопровождается возникновением пожароопасных ситуаций для окружающих объектов (рис. 1). Поэтому для повышения пожарной безопасности и надежности работы этих изделий при экстремальных термовоздействиях сверхзвукового воздушного потока на поверхность их металлических корпусов необходимо уметь прогнозировать критические условия эксплуатации изделий, приводящие к возникновению на этих поверхностях “опасных” участков, где происходят максимальные перегревы корпусов и разрушение изделий. Поэтому целью работы является разработка моделей термогазодинамических процессов на поверхности металлических оболочек (пластины различной толщины) изделий в условиях кратковременного воздействия на них сверхзвукового обдува потоком воздуха и осесимметричного вращения.

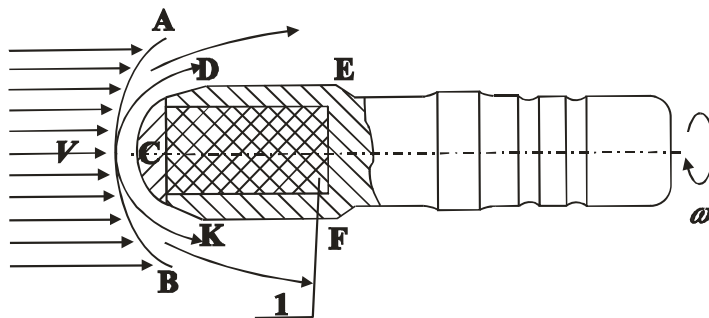


Рис. 1. Схематическое изображение стартовых условий эксплуатации пиротехнических изделий:  $V$  – скорость сверхзвукового обдува потоком воздуха, м/с;  $\omega$  – угловая скорость осесимметричного вращения изделия, рад/с; CDEFK – металлическая оболочка изделия, подвергающаяся экстремальным термовоздействиям, под которой находится образец ПНС (1); АВ – фронт ударной волны

## Термогазодинамические процессы на поверхности металлических оболочек изделий

Для оценки экстремальных внешних термовоздействий в указанных условиях необходимо уметь рассчитывать распределение теплового потока из пограничного слоя вдоль обдуваемой поверхности оболочки, а также оценивать максимальное тепловое нагружение на нижней поверхности в зависимости от динамических режимов эксплуатации (скорости воздушного потока, времени воздействия, режима обтекания и др.).

В настоящее время отсутствует законченная теория турбулентного теплообмена, поэтому вместо решения классической контактной задачи аэродинамического нагрева рассматриваемых изделий используется следующий полуэмпирический подход, погрешность которого, как показывают существующие применения этого подхода [4, 7] лежит в пределах 15...20%. На первом этапе решается внешняя газодинамическая задача обтекания на основе экспериментальных данных по продувкам тел различной геометрической формы (плоские и осесимметричные тела) в аэродинамических трубах [6] и находится тепловой поток  $q_w$  из пограничного слоя, который зависит от скорости воздушного потока и режима обтекания (ламинарный турбулентный) и меняется вдоль обтекаемой поверхности. На втором этапе решается внутренняя задача нагрева пластины толщины  $H$  при заданном внешнем тепловом потоке  $q_w$  (рис. 2).

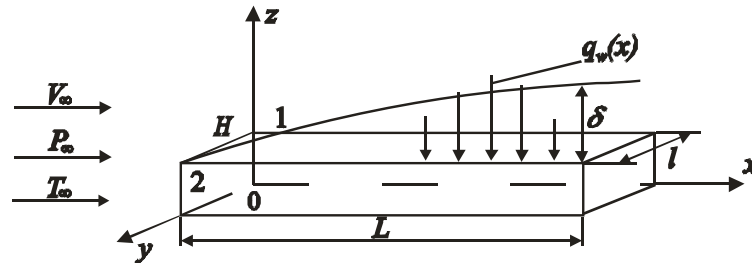


Рис. 2. Схема нагрева пластины: 1 – внешний газовый поток; 2 – пластина;  $V_\infty$ ,  $P_\infty$ ,  $T_\infty$  – скорость, давление и температура газового потока на бесконечном удалении от пластины;  $\delta$  – толщина динамического пограничного слоя;  $L$ ,  $l$  – длина и ширина пластины ( $H$ ,  $l \ll L$ )

Тепловой поток из пограничного слоя на поверхность пластины. Газодинамическую задачу будем рассматривать как квазистационарную, что справедливо для большинства практических случаев, за исключением импульсных режимов [4, 6]. Это обусловлено тем, что объемная теплоемкость газового потока  $C_{Vg}$  мала по сравнению с объемной теплоемкостью обтекаемой пластины  $C_{Vn}$ , т. е.  $C_{Vg} / C_{Vn} \ll 1$  [6, 8]. Тогда, для теплового потока  $q_w$  из пограничного слоя (нулевые углы атаки и скольжения) имеем следующее выражение [3, 6]:

$$q_w = \frac{f(Pr)}{\left(\frac{\rho_\delta \cdot u_\delta \cdot x}{\mu_\delta}\right)^{1/5}} \rho_\delta \cdot u_\delta \cdot C_p (T_r - T_w), \quad (1)$$

где  $f(Pr)$  – заданная функция числа Прандтля  $Pr$ , зависящая от геометрической формы тела и режима обтекания ( $Pr = C_p \cdot \mu / \lambda_g$ );  $\rho$ ,  $u$ ,  $\mu$ ,  $C_p$ ,  $\lambda_g$  – соответственно плотность, скорость вдоль координаты  $x$ , коэффициент динамической вязкости, теплоемкость и коэффициент теплопроводности газового потока;  $T_w$  – температура поверхности пластины;  $\delta$  – условия на внешней границе пограничного слоя;

$T_r$  – температура восстановления в пограничном слое, представляющая собой температуру воздуха в непосредственной близости к поверхности тела.

По формуле (1) с использованием известных газодинамических соотношений [6] и всех необходимых данных [1, 2], а также специально разработанного программного обеспечения на ПЭВМ класса IBM были проведены расчеты распределений теплового потока из пограничного слоя вдоль поверхности пластины в зависимости от различных условий эксплуатации изделий (рис. 3, 4). Из результатов расчетов следует, что месторасположения максимальных значений теплового потока  $(q_w)_{max}$  на поверхности пластины существенно зависят от режима обтекания: для ламинарного режима обтекания значения  $(q_w)_{max}$  находятся вблизи передней критической точки ( $x = 0$ ) пластины; для турбулентного режима обтекания значения  $(q_w)_{max}$  уже смещаются от  $x = 0$  до  $x_{max}$ . При этом с увеличением скорости обдува потоком воздуха до  $V = 1,5 \cdot 10^3$  м/с значения  $(q_w)_{max}$  возрастают до  $3,6 \cdot 10^7$  Вт/м<sup>2</sup> (турбулентный режим обтекания) и до  $1,9 \cdot 10^7$  Вт/м<sup>2</sup> (ламинарный режим обтекания). Что касается значений  $x_{max}$ , то для ламинарного режима обтекания  $x_{max} \cong 0$  независимо от  $V$ . При турбулентном режиме обтекания (для исследованного диапазона изменения  $V = 0 \dots 1,5 \cdot 10^3$  м/с)  $x_{max}$  лежит в пределах  $(0,39 \dots 0,46) \cdot L$  (например, для  $L = 0,1$  м  $x_{max} = 0,039 \dots 0,046$  м), т. е. существенно не изменяется, что полностью соответствует экспериментальным данным [1, 3].

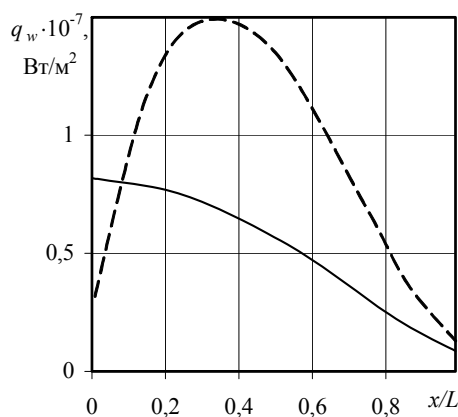


Рис. 3. Распределение теплового потока  $q_w$  вдоль поверхности пластины

при сверхзвуковом обдуве потоком воздуха изделия ( $\frac{T_w}{T_0} = 1$  ( $T_0$  – температура изделия до обдува потоком воздуха; оценка  $q_w$  по максимуму);  $L = 0,1$  м;  $V = 10^3$  м/с):  
 - - - - - турбулентный режим обтекания; ————— ламинарный режим обтекания

*Температурное поле пластины.* При рассмотрении задачи нагрева металлической пластины внешним сверхзвуковым потоком воздуха учитывается, что на ее поверхность из пограничного слоя поступает рассмотренный выше тепловой поток  $q_w$  (см. рис. 2). Кроме этого, рассматривается область в направлении  $x$ , где  $q_w = (q_w)_{max}$ , т. е. оценивается изменение температуры в зонах максимальных внешних термовоздействий, ответственное за возникновение разрушающих перегревов материала пластины. Считается, что теплотери за счет излучения пренебрежимо малы (вследствие малых значений  $T_w$ ). Таким образом, в области максимальных термовоздействий на поверхность пласт-

тины рассматривается следующая одномерная, нестационарная и нелинейная задача теплопроводности [9]:

$$C_V(T(z,t)) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \cdot T(z,t) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \right), \quad 0 < z < H, t > 0, \quad (2)$$

$$T(z,t)|_{t=0} = T_0, \quad (3)$$

$$\lambda \cdot T(z,t) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \Big|_{z=H} = (q_w)_{max}, \quad (4)$$

$$\lambda \cdot T(z,t) \cdot \frac{\partial T(z,t)}{\partial z} \Big|_{z=0} = 0, \quad (5)$$

где  $T(z,t)$  – температура в разных точках  $z$  по толщине пластины в разные моменты времени  $t$ , К;  $T_0$  – начальная температура пластины, К. Для нахождения решения задачи (2) – (5) учтем зависимости  $C_V(T) = C_{V0} \cdot T^v$  и  $\lambda(T) = \lambda_0 \cdot T^v$  [3, 8] и воспользуемся методом интегральных преобразований Фурье [9]:

$$T(z,t) = \left\{ T_0^{v+1} + \frac{(v+1) \cdot (\bar{q}_w)_{max}}{\lambda_0} \cdot \left[ \frac{a_0^2 \cdot t}{H} + \frac{3z^2 - H^2}{6H} + \frac{2H}{\pi^2} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \cdot \frac{\cos \frac{\pi \cdot n \cdot z}{H}}{n^2} \cdot e^{-\left( \frac{\pi \cdot a_0 \cdot n}{H} \right)^2 \cdot t} \right] \right\}^{\frac{1}{v+1}}. \quad (6)$$

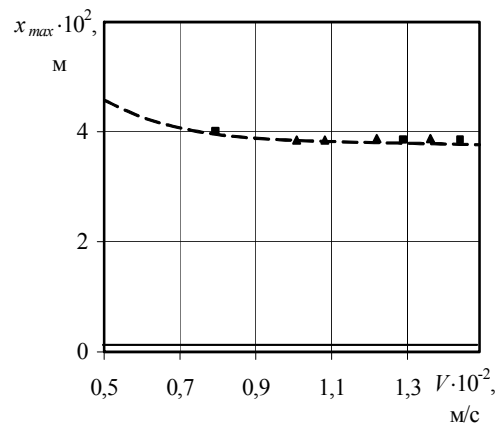


Рис. 4. Зависимость месторасположения на поверхности пластины  $(q_w)_{max}$

от скорости сверхзвукового обдува потоком воздуха пластины  $\left( \frac{T_w}{T_0} = 1 \right)$ :

--- турбулентный режим обтекания; ————— ламинарный режим обтекания;  
 ▲, ■ – результаты лабораторных испытаний [1, 3].

Для металлической пластины (сталь 12Х18Н10Т [8]) с использованием указанного выше программного обеспечения на ПЭВМ класса IBM были проведены расчеты по формуле (10) с учетом (4) и (5) (рис. 5). При этом, на рис. 5 параметр  $T_i^*$  ( $i = 1, 2, 3$  – индексы, соответствующие системам  $Mg + KNO_3$ ,  $Mg + Sr(NO_3)_2$  и  $Mg + Ba(NO_3)_2$ ) характеризует температуру нагрева ПНС [5], превышение которой приводит к саморазогреву

системы и ее преждевременному воспламенению, а параметр  $t_{ij}^*$  ( $j = 2, 3, 4$ ) – время внешнего теплового воздействия, превышение которого вызывает указанные выше критические перегревы системы.

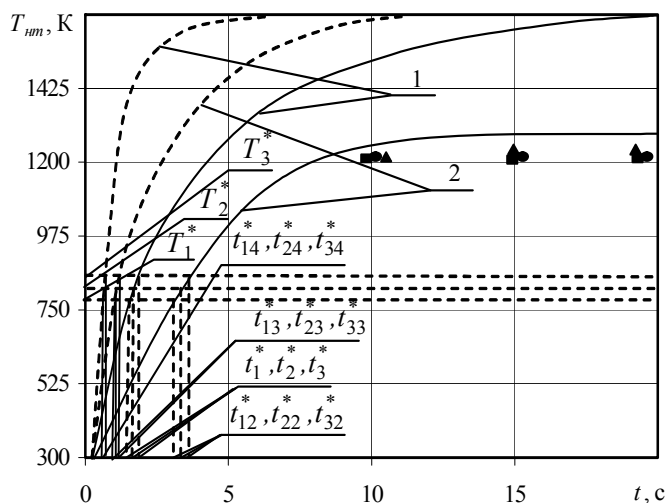


Рис. 5. Зависимость температуры нижней стороны пластины от времени теплового воздействия

внешнего сверхзвукового потока воздуха ( $\frac{T_w}{T_0} = 1$ ;  $T_0 = 300$  К;  $H = 2,5 \cdot 10^{-3}$  м):

1 –  $V = 1,5 \cdot 10^3$  м/с; 2 –  $V = 5 \cdot 10^2$  м/с; - - - - - турбулентный режим обтекания;  
 ————— ламинарный режим обтекания; ▲, ■, ● – экспериментальные данные  
 (ламинарный режим обтекания, передняя критическая точка ( $x = 0$ )) [6].

Из результатов расчетов, представленных на рис. 5, следует, что температура в зонах максимального внешнего термовоздействия существенно зависит от скорости обдува потоком воздуха и режима обтекания: например, для времен внешнего теплового воздействия  $t = 0,5 \dots 5$  с при увеличении скорости обдува от  $V = 6 \cdot 10^2$  м/с до  $V = 1,5 \cdot 10^3$  м/с значения температуры на нижней стороне пластины возрастают в 1,4...2,2 раза для ламинарного режима обтекания и в 1,2...1,9 раза – для турбулентного режима обтекания. При этом увеличение времени внешнего теплового воздействия приводит во всех случаях к росту температуры только до определенных значений  $t = \bar{t}$ , а при  $t > \bar{t}$  процесс нагрева пластины выходит на квазистационарный режим, т. е.  $T_{nm}$  не изменяется с течением времени (например, для  $V = 1,5 \cdot 10^3$  м/с значения  $\bar{t} = 7 \dots 8$  с (турбулентный режим) и  $\bar{t} = 20 \dots 21$  с (ламинарный режим), а для  $V = 6 \cdot 10^2$  м/с значения  $\bar{t} = 11 \dots 12$  с (турбулентный режим) и  $\bar{t} = 14 \dots 15$  с (ламинарный режим). Кроме этого, температура  $T_{nm}$  в случае турбулентного режима обтекания превосходит ее значения в 1,3...2,2 раза для случая ламинарного режима для всех исследованных диапазонов изменения скоростей обдува потоком воздуха и времен его теплового воздействия.

Анализ результатов расчетов с точки зрения указанных выше критических диапазонов изменения параметров внешних термовоздействий показывает, что, действительно, такие диапазоны существуют для всех рассматриваемых ПНС в стартовых условиях их эксплуатации.

Сопоставление результатов расчетов с существующими экспериментальными данными по обдуву поверхности плоских и осесимметричных тел [6], а также с полу-

ченными экспериментальными данными лабораторных испытаний [1] по нахождению опасных участков перегрева металлических корпусов изделий внешним сверхзвуковым потоком воздуха показало, что они полностью адекватны друг другу, а расхождение между ними не превышает 8...12 % (вместо 15...20 % для существующих расчетов [4, 7]).

#### **Выводы**

Разработан комплекс нелинейных математических моделей процессов нагрева металлических оболочек пиротехнических изделий, который позволяет на стадии их проектирования и испытания в условиях, близких к условиям эксплуатации (сверхзвуковой обдув потоком воздуха и осесимметричное вращение), выбирать допустимые режимы их эксплуатации, не выходящие за границы критических, приводящих к разрушению изделий, и тем самым повышать пожарную безопасность в указанных условиях эксплуатации ПНС.

#### **Литература**

1. Ващенко В. А., Котельников Д. И., Лега Ю. Г., Краснов Д. М., Яценко И. В., Кириченко О. В. Тепловые процессы при электронной обработке оптических материалов и эксплуатации изделий на их основе. – К.: Наукова думка, 2006. – 368 с.
2. Кириченко О. В., Цибулин В. В., Ващенко В. А., Заика П. И., Яценко И. В. Теоретические исследования процесса горения металлизированных конденсированных систем в условиях встречного обдува потоком воздуха и осесимметричного вращения // Вісник Черкаського державного технологічного університету. – 2004. – № 4. – С. 126 – 132.
3. Ващенко В. А. Высокотемпературные технологические процессы взаимодействия концентрированных источников энергии с материалами. Монография. – М.: Деп. в ВИНТИ 07.08.96, № 62 – хп 96. – 408 с.
4. Ващенко В. А. Исследование нагрева металлической оболочки внешним сверхзвуковым газовым потоком и внутренней пристеночной струей жидкого металла // Тезисы докладов на II Республиканской научно-технической конференции “Гидроаэромеханика в инженерной практике”. – К.: НТУУ “КПИ”, 1997. – С. 19 – 20.
5. Силин Н. А., Ващенко В. А., Кашпоров Л. Я. и др. Горение металлизированных гетерогенных конденсированных систем. – М.: Машиностроение, 1982. – 232 с.
6. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 824 с.
7. Калинин Э. К., Крейцер Г. А., Костюк В. В. и др. Методы решения сопряженных задач теплообмена. – М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.
8. Герщенко О. А., Гордов А. Н., Еремина А. К. и др. Температурные измерения. Справочник. – К.: Наукова думка, 1989. – 704 с.
9. Карташов Э. М. Аналитические методы теории теплопроводности в твердых телах. – М.: Высшая школа, 1985. – 324 с.

Ковальов І. О., Казнієнко Д. В.

### СТВОРЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ВІДЦЕНТРОВО-ДОЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ ДИНАМІЧНОГО НАСОСУ ЛОПАТЕВОГО ТИПУ

В роботі пропонується вирішувати проблему підвищення енергоємності ступеня лопатевого насоса завдяки об'єднанню в одному робочому колесі традиційної відцентрової лопатевої ґратки і доцентрової. Теоретично отриманні рекомендації щодо доцільного співвідношення між основними радіусами  $r_2, r_{11}, r_{12}$  цих ґраток. Наведено приклад проектування модульного ступеня для насоса типу ЦНС. Рис.4, табл.2, дж.3.

Одним із варіантів створення ступеня насоса із підвищеною енергоємністю при збереженні масогабаритних характеристик було запропоновано поєднати в одному ступені відому відцентрову лопатеву ґратку із доцентровою ґраткою, розмістивши її на зовнішній поверхні основного диску робочого колеса. Така схема запропонована вперше, в практиці насособудування не зустрічалась, хоча здатність доцентрової лопатевої ґратки створювати напір доведена при розробці радіальних доцентрових тепловожних вентиляторів [1,2].

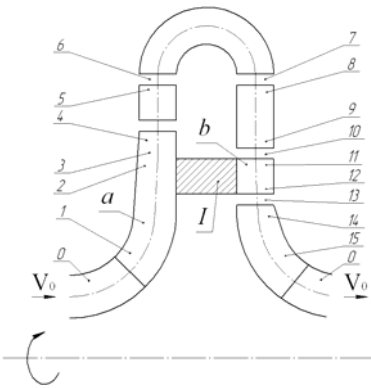


Рис.1.Схема проточної частини відцентрово-доцентрового ступеня

1 – робоче колесо із  
а - відцентровою ґраткою;  
б - доцентровою ґраткою

Схема проточної частини запропонованого відцентрово-доцентрового ступеня і розрахункові перерізи представлені на рис. 1.

Робочий процес відцентрової лопатевої ґратки добре відомий згідно з основним рівнянням лопатевих машин

$$H_T = \frac{v_{U2} \cdot U_2 - v_{U1} \cdot U_1}{g} \quad (1)$$

або згідно з [3]

$$H_T = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (2)$$

Для доцентрової лопатевої ґратки аналогічно (2) можна записати:

$$H_T = \frac{v_{12}^2 - v_{11}^2}{2g} + \frac{W_{11}^2 - W_{12}^2}{2g} + \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g} \quad (3)$$

із якого видно, що третій член рівняння завжди буде із знаком “-“, тоді як перший і другий члени за певних умов можуть бути позитивними.

Тому при проектуванні доцентрової ґратки слід забезпечити виконання умови, щоб сума перших двох членів була якомога більшою третього члена, і тоді буде забезпечено насосний режим роботи цієї ґратки, тобто буде забезпечено виконання умови, щоб  $H_T > 0$ . І це дасть додатковий напір до створюваного напору відцентровою ґраткою.

Для забезпечення такого результату окрім використання відомих рекомендацій для будь-якої лопатевої ґратки (величина циркуляції на вході і виході  $\Gamma_{11}$  і  $\Gamma_{12}$ , відповідних кутів  $\alpha$  і  $\beta$ , і т.п.), саме для доцентрової ґратки залишалася повна відсутність рекомендацій щодо вибору оптимальних співвідношень радіусів  $r_{11}$  і  $r_{12}$ , а також їх співвідношення із радіусом  $r_2$ , тобто місця розміщення доцентрової ґратки на диску робочого колеса.

Нижче наводиться аналіз співвідношення цих радіусів, їх вплив на величину

$$H_{T.ПЕР} = \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2}$$
 для визначення умов мінімізації цієї складової напору ( $H_{T.ПЕР}$  – напір, отримуваний рідиною у її переносному русі).

Розглянемо два можливих варіанти співвідношень радіусів  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  і  $r_2$  (рис.2)

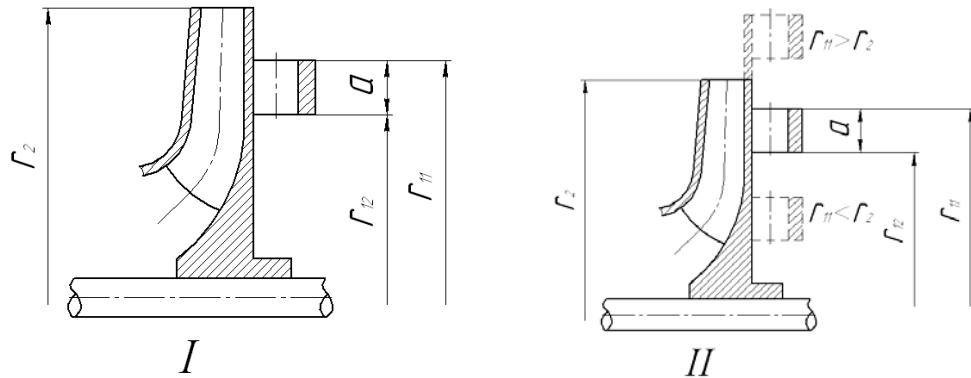


Рис. 2.Схема до визначення оптимальних співвідношень радіусів  $r_{11}$ ,  $r_{12}$  і  $r_2$

I –  $r_{12} = k r_{11}$ ,

II – 1)  $r_{11} = r_2$

2)  $r_{11} > r_2$

3)  $r_{11} < r_2$

де  $k < 1$       $a = \nu a r$

Аналіз варіанта I :

$$H_{T.ПЕР} = \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g} (r_{12}^2 - r_{11}^2)$$

Нехай  $r_{12} = k r_{11}$ , де  $k < 1$ .

Тоді

$$H_{T.ПЕР} = \frac{\omega^2}{2g} (k^2 r_{11}^2 - r_{11}^2) = \frac{\omega^2 r_{11}^2}{2g} (k^2 - 1) \tag{4}$$

Висота ґратки  $a = r_{11} - r_{12}$  за цих умов дорівнюватиме

$$a = r_{11} - k r_{11} = r_{11} (1 - k) \tag{5}$$

Для прикладу прийнемо  $r_{11} = 100$  мм, а  $0 < k < 1$ . Тоді зміни величин  $r_{12}$ , “а” і  $H_{T.ПЕР}$  можна побачити із наведених значень в таблиці 1

Т а б л и ц я 1

$r_{11}$ (мм)	100	100	100	100	100	100
K	0	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
$r_{12}$ (мм)	0	40	50	60	80	100
A	100	60	50	40	20	0
$H_{T.ПЕР}$ (%)	100	84	75	64	36	0

Для більшої наочності в узагальненому вигляді залежність величини  $H_{T.ПЕР}$  від висоти ґратки “а”, або, що теж саме, від вибору коефіцієнта “к” представимо у графічному вигляді на рис.3

Висновки: чим менша висота доцентрової ґратки “а” (або чим більша величина коефіцієнта “к”, тим меншою буде величина напору у переносному русі  $H_{T.ПЕР}$ , що віднімається від суми напорів, створюваних у абсолютному і відносному русі. І, як наслідок, тим більшою буде величина напору, створюваного доцентровою ґраткою.

Але на практиці намагання вибрати величину “а” якомога меншою буде обмежуватись прийнятними і технологічно здійснюваними кутами лопатей на вході і виході при кінцевій їх товщині і бажаній густоті ґратки для забезпечення наближення величин  $\Gamma_{11}$  і  $\Gamma_{12}$  до теоретичних значень  $\Gamma_{11\infty}$  і  $\Gamma_{12\infty}$ .

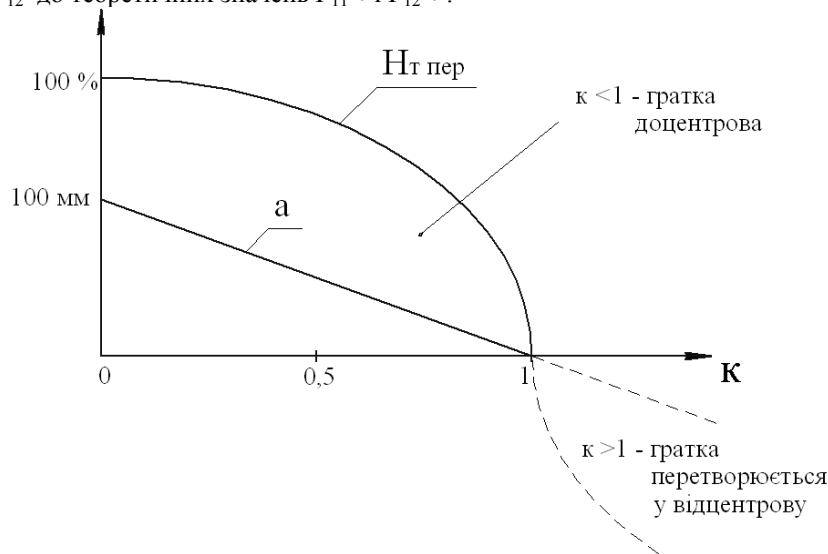


Рис.3. Залежність  $H_{T.ПЕР}$  від коефіцієнта “к”

Саме в цьому і буде полягати складність проектування і реального виготовлення доцентрової насосної ґратки.

Аналіз варіанту II

Згідно зі схемою II на рис. 2 визначаємо доцільне розташування доцентрової ґратки  $r_{11}$ - $r_{12}$  відносно зовнішнього діаметра робочого колеса  $D_2$ .

Прийmemo, як і раніше,  $r_{12}=k r_{11}$ . Крім того, враховуючи три можливих варіанта ( $r_{11}>r_2$ ,  $r_{11}=r_2$ ,  $r_{11}<r_2$ ), покладемо  $r_{11}=m r_2$ , де  $m$  – довільне позитивне число.

Тоді:

$$H_{T.ПЕР} = \frac{\omega^2}{2g} (r_{12}^2 - r_{11}^2) = \frac{\omega^2 \cdot r_2^2}{2g} (k^2 - 1) \cdot m^2 \quad (6)$$

Проаналізуємо вплив вибору  $r_{11}$  у порівнянні з  $r_2$  при фіксованому значенні  $k$  (як, як було показано раніше, слід вибирати по можливості ближче до значення  $k=1$ ).

Тоді величину  $H_{T.ПЕР}$  можна представити у такому виді:

$$H_{T.ПЕР} = C \cdot m^2, \quad (7)$$

де 
$$C = \frac{\omega^2 r_2^2}{2g} (k^2 - 1)$$

Проілюструємо цю залежність таким чином (при  $k=\text{const}$ ):

Таблиця 2

M	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0
$\frac{H_{T.ПЕР}}{C}$	0	0,04	0,16	0,25	0,36	0,64	1,0	1,44	2,25	4,0

або у графічному виді ( рис. 4 ):

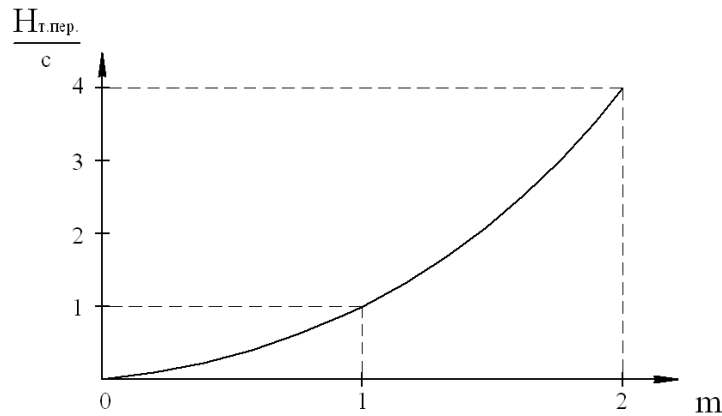


Рис. 4. Залежність  $H_{Г,пер}$  від коефіцієнта “ $m$ ”

**Висновки:**

1. Як бачимо з рис. 4, величина третього члена в рівнянні (3), що віднімається від суми двох попередніх членів, швидко збільшується при зростанні коефіцієнта  $m$  і при  $m=1$  ( $r_{11}=r_2$ ) стає в 4 рази більшою, ніж при  $m=0,25$ . Тому доцентрову гратку слід розташувати в зоні  $r_{11}<r_2$ , намагаючись із врахуванням конструктивних і технологічних можливостей розташувати її якомога ближче до осі обертання.

2. Як видно із (6), величина  $H_{Г,пер}$  представлена як частка від величини напору на

$$\frac{\omega^2 r^2}{2g}$$

виході з відцентрової гратки (без урахування  $\Gamma_1$ ), і величина цієї частки залежить від правильного вибору коефіцієнтів “ $k$ ” і “ $m$ ”. При цьому “ $k$ ” слід обирати якомога ближчим до 1, а “ $m$ ” – навпаки, якомога ближчим до 0. Але враховуючи, що залежність  $H_{Г,пер}$  від цих коефіцієнтів квадратична, слід до їх вибору підходити особливо ретельно, оскільки навіть незначний виграш у цих коефіцієнтах дає відчутний виграш у кінцевому напорі ступеня, і навпаки.

Враховуючи наведені вище рекомендації, були проведені необхідні розрахунки геометричних параметрів модельного відцентрово-доцентрового ступеня.

За базову був прийнятий натурний відцентровий ступінь насосу ЦНС-180-1900 із параметрами  $Q=180 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H_{ст}=126,6 \text{ м}$ ,  $n=3000 \text{ об/хв}$ ,  $\eta_{ст}=70\%$ ,  $n_s=65$ .

Для проектування додаткової доцентрової лопатевої гратки шляхом поступового наближення були обрані коефіцієнти  $k=0,826$  і  $m=0,76$ , що дозволило коректно спрофілювати лопаті, прийняти їх густину, а також спрофілювати лопатеві підвід і відвід для цієї гратки.

За розрахунками очікується отримання напору від цієї додаткової лопатевої гратки  $H \cong 30 - 33 \text{ м}$ , що становить 23% додатково до напору відцентрової гратки.

Характерно, що осьові розміри комбінованого ступеня не збільшились у порівнянні із базовим, а навіть на 8 мм зменшились. Це дозволить зменшити осьові розміри насосу на базі такого ступеня майже на 300 мм, в тому числі і за рахунок зменшення кількості ступеней (із 15 до 12).

Проведені також прогнозні розрахунки балансу енергії і в цілому ККД нового комбінованого ступеня. Зокрема, ККД може бути на 1-2 % нижчим від базового ступеня, що буде компенсовано зменшенням числа ступенів насосу та покращенням його масогабаритних характеристик.

Остаточну відповідь буде отримано після проведення експериментальних випробувань цього ступеня. Складена відповідна програма випробувань. Зокрема, передбача-

ється не лише отримати повну зовнішню характеристику ступеня, а і перевірити гіпотезу про те, що величина  $N_{т.пер}$  зі знаком “-“ є не що інше, як частка напору від відцентрової гратки, що витрачається в доцентровій гратці в турбінному режимі, тобто зменшує величину потужності, що витрачається на привід робочого колеса.

Для забезпечення проведення експериментальних досліджень проведена також суттєва модернізація робочої частини експериментального стенду із виготовленням нового валу і корпусу.

Проведення всіх цих робіт передбачено програмою досліджень у 2007 році.

### Література

1. Ильясов А.Е., Муслин Б.К., Сулига В.И. Аэродинамические характеристики центробежного вентилятора с быстроходностью  $ns=130$ . – Республ. межведомств. научно-техн. сб. “Гидравлические машины”- Харьков, Вища школа, 1978, вып. 12.-с .89-92.
2. Ильясов А.Е., Никитина Н.П. Влияние геометрии входных элементов на характеристики центробежного вентилятора. –В сб. “Моделирование гидроаэродинамических процессов в транспортных машинах и технологическом оборудовании”. - Ворошиловград, 1984.- с.47-61.
3. Овсянников Б.В. Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей .- Москва, Оборонгиз.-1960.-с.47.

УДК 663.531

**Ковальов С.Ф., Папченко А.А.**

### **БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНІ ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧІ АГРЕГАТИ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ СПИРТОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

У статті пропонується застосування багатфункціональних теплогенеруючих агрегатів для спиртового виробництва – актуальної і перспективної галузі сьогодення. Пропонується конкретна конструкція машини для реалізації виділених процесів, що призводять до енергозбереження у спиртовій промисловості. Рис. 4, дж. 12.

#### **Вступ**

Значна частина технологічних процесів виробництва продукції у харчовій, хімічній, фармацевтичній та інших галузях мають потребу в отриманні кінцевого або проміжного продукту у вигляді гідросуміші: пасти, мазі, суспензії та інше. Для отримання продукту у такому вигляді необхідно провести ряд процесів, що послідовно забезпечать подрібнення твердої речовини, подальше перемішування з рідиною при певних температурних умовах та перекачування продукту по технологічній лінії.

Саме для такого роду діяльності має сенс застосовувати принцип гідроподрібнення, який полягає у проведенні процесу подрібнення в рідкому середовищі з одночасним перемішуванням складових компонентів замісу. Цей підхід дає можливість забезпечити виконання вище згаданих процесів в одній машині, яка в кінцевому рахунку дає реальний енергозберігаючий ефект, що в свою чергу призводить до економії енергоресурсів: газу та електроенергії.

#### **Стан питання**

Зараз виробництво етанолу – найбільший біотехнологічний бізнес у світі. Ринок спирту стрімко росте: торік його ємність склала близько 40 млрд. літрів. У світі приблизно 10% спирту йде на виготовлення спиртних напоїв, ще 10% використовується в хімічній і лакофарбовій промисловості, а інші 80% застосовуються як добавка до бензину. Світові лідери по впровадженню біоетанолу – це Бразилія та США [1].

Значна кількість країн вже сьогодні проводить політику широкого застосування біоетанолу. Такі позиції аргументовані перш за все елементарними принципами енергозбереження та захисту екології: при згорянні етанолу з рослинного волокна виділяється в 10 разів менше вуглекислого газу, чим при згорянні бензину [2].

Україна не є виключенням у цьому питанні. Міністерство аграрної політики ініціює введення податкових пільг для виробників біопалива. Передбачається надання податкових пільг виробникам біопалива, а також компаніям по випуску устаткування для біопаливних заводів. Прийнята урядом у 2000 році програма "Етанол" передбачає, що випуск біопалива буде організований на 23 спиртових заводах країни [3].

На сьогоднішній день переважна більшість вітчизняних спиртових заводів працює за технологією старого зразка [4,5]. Теоретичні розробки спиртової галузі вказують на те, що кількісні показники спирту, а також енерговитрати на його виробництво в значній мірі залежать від якості проведення саме стадії подрібнення зерна. Для якісного сухого подрібнення необхідно витримати ряд вимог до сировини. Одним з основних параметрів сировини є її вологість, яка не повинна перевищувати нормативних величин, що регламентовані у відповідних документах. Наприклад, встановлені норми вологості для пшениці – від 14,5 до 15% [6], для жита – від 14,5 до 15% [7], для кукурудзи – від 14 до 15% [8], для проса – від 13,5 до 15% [9], для ячменю – від 15,5 до 16% [10]. Фактично ж зерно перед безпосередньою загрузкою на подрібнення має вологість, що у двічі перевищує максимально допустимі значення вологості. Перевищення вологості у значній мірі погіршує якість проведення сухого подрібнення, яке застосовується на сьогоднішніх спиртових заводах [4, 5]. В наслідок цього значний об'єм сировини має не якісне подрібнення, цим не забезпечуються необхідні характеристики проміжного продукту. Останнє, в свою чергу, негативно впливає на подальші процеси у технологічній лінії виробництва спирту та, у кінцевому рахунку, призводить до значного зниження як кількісних так і якісних показників спирту.

Слід відмітити, що існуюча технологічна схема передбачає роздільний підхід до кожної стадії виробництва, використовуючи для цього вузькофункціональні машини й установки. Цим ускладнюється технологічний процес і підвищується його енергоємність (рис. 1). Так для подрібнення сировини використовується дробарка сухого помолу; для перемішування зернової крупки з рідиною та підігріву суміші – змішувач-предрозварник; для перекачування зернового замісу – насос [4].

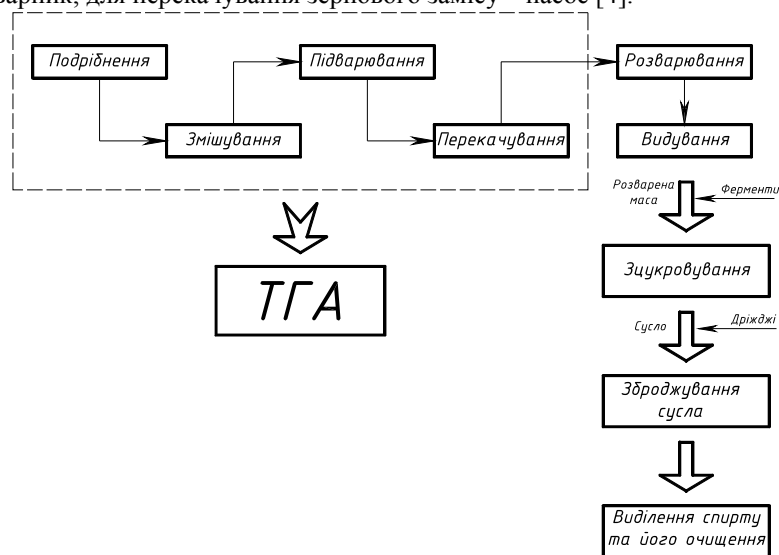


Рис. 1 Технологія виготовлення спирту

На сьогоднішній день спиртове виробництво України має потребу в залученні до технологічної лінії виробництва гідропомолу зерна для отримання проміжного продукту – підвареного зернового замісу. До того ж, введення у технологічну лінію виробництва спирту машини, що забезпечує гідропомол, призведе до зниження енерговитрат на виробництво спирту з одночасним підвищенням його кількісних та якісних показників, до зняття з експлуатації ряду однофункціональних машин [11].

#### Мета

Пропонується впровадити у технологію виробництва етилового спирту багатофункціональний теплогенеруючий агрегат (ТГА) – машина, що реалізує ряд функцій, які дозволяють забезпечити виконання декількох стадій технологічного процесу, а саме: подрібнення, перемішування, підігрів та перекачування (рис. 1).

Важливою задачею, що викликає зацікавленість з боку науки та практичного застосування ТГА, є вміння правильного перерозподілу процентних відношень між процесами, які відбуваються у машині: подрібнення, підігрів, перемішування та перекачування. Відносно спиртового виробництва основним процесом вказаного багатофункціонального ТГА є подрібнення, що забезпечує необхідний гранулометричний склад зернового замісу. Допоміжні процеси – це підігрів, перемішування та перекачування проміжного продукту. Цікавим є обґрунтована і зрозуміла керованість процесами. Відповідь на це запитання можливо отримати шляхом уявлення фізики кожного з процесів, пояснення їх перебігання, а також обґрунтованість впливу кожного з них один на одного. Хоча б часткове вирішення цього питання дасть можливість широкого застосування ТГА.

Конструкція машини (рис. 2) має деякі зміни у порівнянні з попереднім аналогом [11], суть яких полягає у появі додаткового ступеня. Останній має виконувати першу стадію подрібнення зерна. Такі зміни зумовлені особливістю подрібнення зерна. Вона полягає в тому, що перший етап помолу порушує цілісність зерен та потребує більших енерговитрат ніж подальше подрібнення.

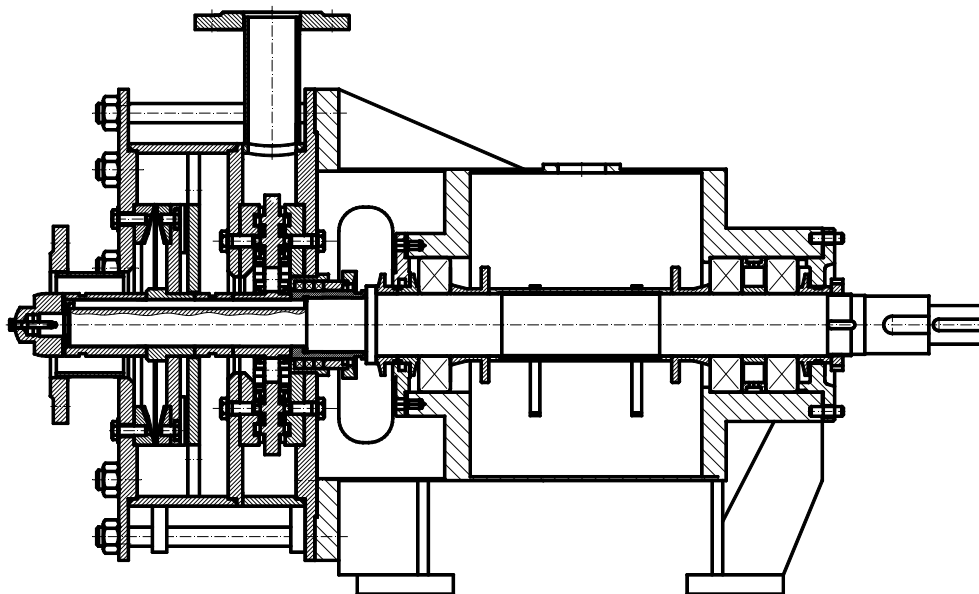


Рис. 2. Загальний вигляд ТГА

Додатковий ступінь для проведення першої стадії подрібнення являє собою робочі диски (рис. 3,а та 3,б) дискової мельниці, який належить до обладнання для помолу зерна [12].

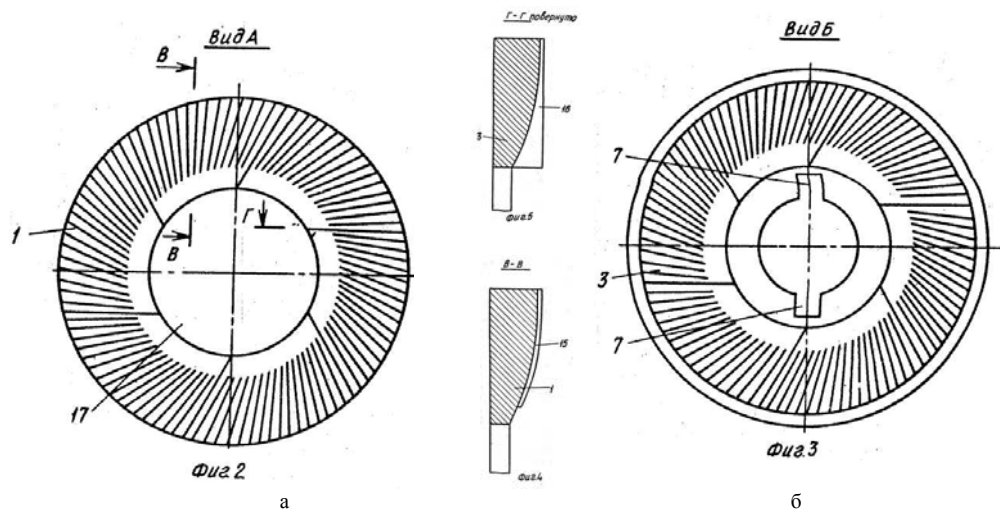


Рис. 3 Проточна частина першої ступені  
а - статорний диск; б- робоче колесо

Другий ступінь ТГА конструктивно має забезпечувати максимальний подрібнюючий ефект, що досягається завдяки використанню принципу багатоступеневості у радіальному напрямку. Проточна частина другого ступеня машини утворена робочим колесом (рис. 4, а) та двома статорними дисками (рис. 4, б). Конструкція робочого колеса являє собою диск з двома робочими поверхнями, які мають по три ряди зубців з різною висотою. Зокрема, така конструкція дозволяє зменшити осьову силу. Конструкція статорних дисків виконана таким чином, щоб її зубці входили у відповідні кільцеві проточки робочого колеса. Між зубцями статорного диску та диском робочого колеса витримують відповідний зазор.

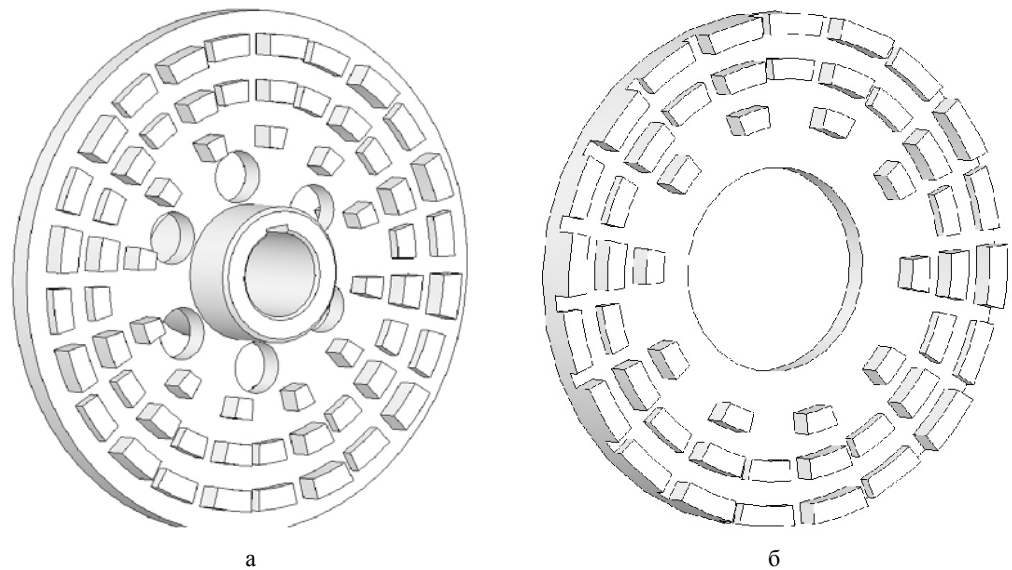


Рис. 4 Проточна частина другої ступені  
а) робоче колесо; б) статорний диск

Робочі колеса та статорні диски першого та другого ступенів піддаються інтенсивному зносу, що зумовлено високим завантаженням обладнання та наявністю абразиву у робочому середовищі. Передбачається виконання цих конструктивних елементів у вигляді з'ємних деталей, що дає змогу виконувати їх періодичну заміну.

Процес подрібнення відбувається таким чином. Зерновий заміс (гідромодуль: вода/зерно – 3/1) через осьовий вхід потрапляє у проточну частину машини. Після попереднього подрібнення у першому ступені робоче середовище переходить у другий ступень, де за рахунок проходження через статорні та роторні зубці відбувається тонке подрібнення, підігрів та надання деякого напору замісу, який потім виходить з ТГА через кільцевий відвід.

В подальшому планується такий етап дослідження, що має на меті проведення ряду дослідів, з допомогою яких буде встановлено енергетичну характеристику модернізованого ТГА та визначено відповідність замісу, що приготується, встановленим вимогам.

### **Висновки**

Ресурсозберігаючі концепції спиртової промисловості потребують певного перегляду. Одним із можливих напрямків є застосування у технологічній лінії виробництва спирту принципу гідропомолу сировини, який може бути забезпечений багатофункціональним теплогенеруючим агрегатом. Впровадження ТГА призведе до зниження енерговитрат на виробництво спирту одночасно у двох напрямках. По-перше, пропонується реалізація принципу заміни ряду однофункціональних машин на одну багатофункціональну. По-друге, при більш тонкому гідроподрібненні та високій однорідності зернового замісу, що забезпечує ТГА, температура розварювання зернового замісу зменшується зі 140°C до 95 – 100°C, що досягається при атмосферному тиску. Це дозволяє підвищити безпеку процесу [11]. По-третє: відбувається покращення як кількісних так і якісних показників спирту.

### **Література**

1. Голобородько И., Благонравин М. Львовские дрожжи, американские деньги // Журнал "Эксперт". – 21.08.2006. – Режим доступа: <http://www.inno.com.ua>.
2. Исследовательская компания Abercade. Биоэтанол – перспективы рынка биотоплива. – Режим доступа: <http://www.abercade.ru>.
3. Коваль. И. Выпуск биотоплива простимулируют налоговыми льготами // Интернет-газета «Экономика», 14 февраля 2007 г. – Режим доступа: [www.economica.com.ua](http://www.economica.com.ua).
4. Технология спирта / В.А. Маринченко, В.А. Смирнов, Б.А. Устинников и др. Под ред. В.А. Смирнова. – М.: Лёгкая и пищевая пром-сть, 1984. – 416 с.
5. Технология спирта и спиртпродуктов / (В.В. Ильинич, Б.А. Устинников, И.И. Бурачевский, С.И. Громов. Под ред. В.В. Ильинич. – М.: «Агропромиздат», 1987. – 383 с.
6. ДСТУ 3768-98 ТУ.
7. ГОСТ 16990-88 «Требования при заготовках и поставках».
8. ГОСТ 13634-90 «Требования при заготовках и поставках».
9. ГОСТ 22983-88 «Требования при заготовках и поставках».
10. ДСТУ 3769-98 ТУ.
11. Євтушенко А.О., Ковальов С.Ф., Папченко А.А. Теплогенеруючі агрегати – подальші шляхи їх розвитку та удосконалення // Международный научно-технический журнал "Проблемы машиностроения". – Харьков, 2007, – Том 10. – С. 48 – 52.
12. Авторское свидетельство SU № 1366204, кл. В 02 С 7/18, 1985.

Ковалев В.А., Яхно О.М.

### РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ИНЕРЦИОННЫХ ТЕЧЕНИЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА НА БОРТУ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

При физическом моделировании внутри-баковых гидродинамических процессов определяющими являются правильно выбранные критерии подобия, наиболее полно и всесторонне отражающие особенности исследуемых процессов. Предлагается построение безразмерных комплексов для моделирования осесимметричных течений вязкой несжимаемой жидкости в топливном баке сферической формы космического аппарата.

#### Введение

Полет космического аппарата (КА) на орбите Земли или другой планеты может проходить в активном и пассивном режимах. Активный режим полета, при включенной двигательной установке, предусматривает штатные маневры – коррекцию траектории, ориентационные развороты и т.д. При этом на жидкое топливо, находящееся в баках на борту КА, действуют внешние силы, инициирующие его движение относительно стенок бака. После снятия внешних воздействий наблюдается инерционное воздействие жидкости на стенки и внутри-баковые устройства топливного бака, передающееся затем всей конструкции КА. Такое воздействие проявляется при пассивном режиме полета КА с выключенными двигателями. Как известно, масса топлива на борту может составлять до 80 % массы всего объекта и поэтому ее влияние на конструкцию всего КА довольно существенно. Коррекция траектории и режима полета требует определенных затрат топлива для двигателей системы ориентации и стабилизации КА, запасы которого в полете трудновосполнимы.

Поэтому тщательное исследование как теоретическое, так и экспериментальное разного рода движений жидкости в ограниченных объемах представляется весьма актуальной задачей. Подобным исследованиям посвящены многочисленные работы большого круга ученых и исследователей [1,3,4,5], которые позволили установить некоторые особенности поведения жидкого топлива в условиях активного (при перегрузках или маневрах) и пассивного режимов полета КА.

Экспериментальное моделирование внутри-баковых гидродинамических процессов, происходящих при полете КА на орбите, в наземных лабораторных условиях подразумевает использование известных критериев подобия, например, чисел Рейнольдса, Эйлера, Фруда, Струхаля и т.д.. Кроме того, для более полного и всестороннего изучения особенностей тех или иных явлений и процессов в баках КА, с помощью теории размерностей могут быть специально разработаны безразмерные комплексы для решения той или иной конкретной задачи.

#### Постановка задачи исследований

Для построения указанных критериев подобия воспользуемся известной  $\pi$ -теоремой [2]. Вначале необходимо определить наиболее существенные факторы, влияющие на картину инерционного течения жидкости в топливном баке и силового воздействия на его стенки. В качестве выходного параметра принята приведенная сила трения жидкости о стенки сферического бака  $F_{тр}$ . Произведение этой силы на радиус бака, обозначенный буквой  $R_0$ , дает величину кругового момента вязкого трения  $M_{круг}$ ,

$$M_{круг} = F_{тр} R,$$

используемую для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления, например, в цилиндрических и сферических зазорах [4, 5].

В настоящей работе рассматривается задача об инерционном осесимметричном движении вязкой несжимаемой жидкости, целиком заполняющей емкость сферической формы после внезапной остановки вращения оболочки. Течение жидкости изотермичес-

кое, конвективные течения не рассматриваются, оболочка жесткая, упругие деформации исключены.

В результате проведенного анализа известных литературных источников и данных экспериментальных исследований [6,7], проведенных в лаборатории кафедры прикладной гидроаэромеханики Национального Технического университета Украины «Киевский политехнический институт», установлена зависимость выходного параметра  $F_{тр}$  от таких независимых факторов:

$$F_{тр} = f ( R_0, \rho, \nu, u, \Omega_0, t ), \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность жидкого топлива;  $\nu$  – вязкость топлива;  $u$  – окружная составляющая вектора скорости потока;  $\Omega_0$  – начальная угловая скорость вращения сферической оболочки;  $t$  – время процесса затухания инерционного движения жидкости.

Таким образом, анализируются 7 переменных величин, для выражения размерностей которых используются три основные единицы – массы  $M$ , длины  $L$  и времени  $T$ . Рассматриваемое течение в сфере можно представить четырьмя ( $7 - 3 = 4$ ) безразмерными комбинациями, составленными из указанных величин  $\pi_1 \pi_2 \pi_3 \pi_4$ .

Произведение безразмерных комплексов - критериев подобия  $\pi_1 \pi_2 \pi_3 \pi_4$  необходимо искать в виде произведения независимых переменных в соответствующих степенях

$$\pi_1 \pi_2 \pi_3 \pi_4 = F_{тр}^a R_0^b \rho^c \nu^d u^e \Omega_0^f t^g \quad (2)$$

Вместо символов переменных подставим их размерности. Так как критерии подобия являются безразмерными, то левая часть равенства размерностей (2) представлена произведением в нулевых степенях

$$M^0 L^0 T^0 = (M L T^{-2})^a L^b (M L^{-3})^c (L^2 T^{-1})^d (L T^{-1})^e (T^{-1})^f T^g \quad (3)$$

Выражение (3) должно быть однородным относительно размерностей, поэтому должны выполняться следующие условия:

$$\text{для } M - 0 = a + c \quad (4)$$

$$\text{для } L - 0 = a + b - 3c + 2d + e \quad (5)$$

$$\text{для } T - 0 = -2a - d - e - f + g \quad (6)$$

Используя равенства (4)...(6), выразим одни показатели степеней через другие

$$c = -a \quad (7)$$

$$e = -2a - d + f + g \quad (8)$$

$$b = -2a - d - f \quad (9)$$

Результаты преобразований в уравнениях (7)...(9) подставим в выражение (2):

$$\pi_1 \pi_2 \pi_3 \pi_4 = F_{тр}^a R_0^{(-2a-d-f-g)} \rho^{-a} \nu^d u^{(-2a-d-f+g)} \Omega_0^f t^g \quad (10)$$

Согласно требованиям  $\pi$ -теоремы в выражении (10) объединим переменные, имеющие одинаковые показатели степеней:

$$\pi_1 \pi_2 \pi_3 \pi_4 = \left( \frac{F_{тр}}{\rho u^2 R^2} \right)^a \left( \frac{\nu}{R_0 u} \right)^d \left( \frac{\Omega_0 R_0}{u} \right)^f \left( \frac{ut}{R_0} \right)^g \quad (11)$$

Из равенства (11) можно сделать вывод о том, что в качестве критериев подобия могут быть приняты следующие безразмерные комплексы:

$$\pi_1 = \left( \frac{F_{тр}}{\rho u^2 R^2} \right)^a ; \pi_2 = \left( \frac{\nu}{R_0 u} \right)^d ; \pi_3 = \left( \frac{\Omega_0 R_0}{u} \right)^f ; \pi_4 = \left( \frac{ut}{R_0} \right)^g \quad (12)$$

#### Анализ результатов и оценка физического смысла критериев подобия

Проанализируем полученные в результате приведенных выше преобразований критерии подобия с точки зрения физического смысла. Например, критерий  $\pi_1$  представляет собой число Ньютона для течения жидкости, где силы вязкого трения уравновешиваются инерционными характеристиками потока

$$Ne = \frac{F_{mp}}{\rho u^2 R_0^2} \quad (13)$$

Критерий  $\pi_2$  является числом Рейнольдса в степени минус один или числом Экмана, демонстрирующим равновесие сил инерции потока и сил вязкого трения

$$Re = \frac{uR_0}{\nu} = \frac{1}{E} \quad (14)$$

Для нестационарной задачи о затухании осесимметричного вращения жидкости в ограниченном объеме число Рейнольдса следует преобразовать относительно начальной угловой скорости  $\Omega_0$  вращения оболочки и ее радиуса  $R_0$

$$u = \Omega_0 R_0 \quad (15)$$

и таким образом получим начальное центробежное число Рейнольдса, при котором начинается переходный процесс «спин-даун»:

$$Re_0 = \frac{\Omega_0 R_0^2}{\nu} \quad (16)$$

Для параметризации отдельных стадий процесса затухания скорости необходимо ввести текущие или мгновенные значения числа Рейнольдса, построенного на текущей окружной составляющей скорости  $u_i$  и расстоянии рассматриваемой точки до оси вращения потока  $R_i$

$$Re_i = \frac{u_i R_i}{\nu} \quad (17)$$

Отношение текущего значения окружной составляющей скорости инерционного течения жидкости к начальным значениям угловой скорости  $\Omega_0$  и радиуса сферы  $R_0$  составляет центробежное число Россби, применяемое для описания осесимметричных течений жидкости [ 1 ]

$$Ro = \frac{u_i}{\Omega_0 R_0} \quad (18)$$

Нестационарность рассматриваемого процесса, то есть, его зависимость от времени, характеризуется критерием гомохронности или числом Струхала

$$Ho = 1 / Sh = \frac{u t}{R_0} \quad (19)$$

Преобразовав выражение (19) относительно величин скорости  $u$  и  $R$ , получим два варианта числа Струхала

$$Sh_{ин} = \Omega_0 t - \text{инерционное} \quad (20)$$

и

$$Sh_{вяз} = \frac{\nu}{R_0^2} t - \text{вязкое} \quad (21)$$

Оценка физического смысла приведенных критериев подобия (13)...(21) позволяет более глубоко проанализировать сложную картину течения в ограниченном объеме и составить критериальный безразмерный комплекс, учитывающий все характеристические параметры рассматриваемого течения в виде

$$Ne = f(Re_0, Ro, Sh_{вяз}) \quad (22)$$

Используя равенства (12), представим их в такой форме

$$\left(\frac{F_{mp}}{\rho u^2 R_0^2}\right)^a = \left(\frac{\nu}{R_0 u}\right)^d \left(\frac{\Omega_0 R_0}{u}\right)^f \left(\frac{ut}{R_0}\right)^g \quad (23)$$

а затем преобразуем в следующую форму

$$\left(\frac{F_{mp}}{\rho u^2 R_0^2}\right) = \left(\frac{u R_0}{\nu}\right)^x \left(\frac{u}{\Omega_0 R_0}\right)^y \left(\frac{ut}{R_0}\right)^z \quad (24)$$

Представим критериальное уравнение в следующем виде

$$Ne = Re^x Ro^y Sh_\nu^z \quad (25)$$

или в логарифмическом виде

$$\lg Ne = x \lg Re_0 + y \lg Ro + z \lg Sh \quad (26)$$

Сравним показатели степеней размерных величин в уравнениях (2) и (25) и получим семь дополнительных уравнений связи независимых параметров

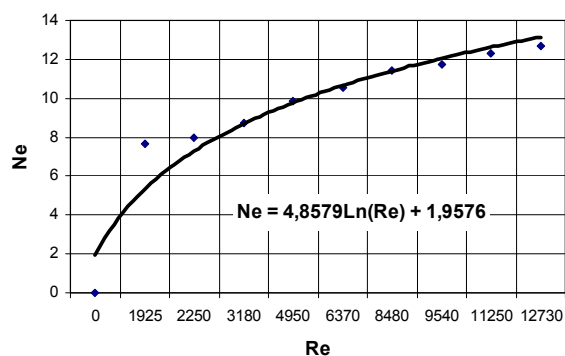


Рис.1. Зависимость числа Ньютона от начального числа Рейнольдса

$$\begin{aligned} \mathbf{a} &= -1 \\ \mathbf{b} &= 2 + x - y - z \\ \mathbf{c} &= 1 \\ \mathbf{d} &= -x \\ \mathbf{e} &= 2 + x + y + z \\ \mathbf{f} &= -y \\ \mathbf{g} &= z \end{aligned} \quad (27)$$

Из равенств (27) следует, что показатели степени  $x$ ,  $y$  и  $z$  можно выразить таким образом

$$\mathbf{x} = -\mathbf{d}; \quad \mathbf{y} = -\mathbf{f}; \quad \mathbf{z} = \mathbf{g} \quad (28)$$

Показатели степеней определялись путем сопоставления экспериментальных данных, отличавшихся лишь одним выбранным параметром [6,7]. Так, на сферической модели радиуса  $R_0 = 0,15$  м, при начальной угловой скорости  $\Omega_0 = 0,5$  1/с и модельной жидкости – воде,

$\nu = 1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с составлялась зависимость числа Ньютона  $Ne$  от начального числа Рейнольдса  $Re_0$ :

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{\nu_1}{\nu_2}\right)^d \quad \text{или} \quad d = \frac{\lg F_1 - \lg F_2}{\lg \nu_1 - \lg \nu_2} \quad (29)$$

где численные значения сил трения жидкости о стенку емкости  $F_i$  берутся из выражения [1]

$$F_{тр} = \rho v u_i R_0^2 / (R_0 - R_i) \quad (30)$$

где  $u_i$  - мгновенное значение окружной составляющей вектора скорости в исследуемой точке;  $(R_0 - R_i)$  - приведенная толщина пристеночного заторможенного течения. Согласно экспериментальным данным из выражения (29) получаем коэффициент  $d = -0,269$ .

Аналогично составляем логарифмические зависимости для показателей степени  $f$  и  $g$ :

$$f = +1,510 \quad g = -0,361$$

Численно определим значения показателей степени в уравнении (28):

$$x = 0,269 \quad y = -1,510 \quad z = -0,361$$

Таким образом, получен расчетный безразмерный комплекс для определения силовых воздействий со стороны вязкой жидкости, движущейся под действием инерционных сил в ограниченном объеме

$$Ne = Re_0^{0,269} Ro^{-1,510} Sh_v^{-0,361} \quad (31)$$

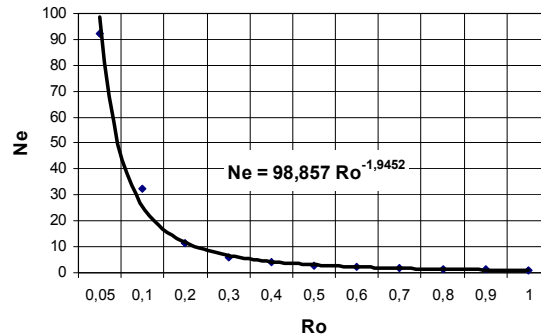


Рис.2. Зависимость критерия Ньютона от числа Россби

### Графические критериальные зависимости

По результатам проведенных критериальных построений можно составить группу графических зависимостей числа Ньютона  $Ne$  от каждого из безразмерных критериев. На рис. 1 приведена зависимость числа Ньютона от начального числа Рейнольдса  $Re_0$ , полученного из равенства (16), по которой можно наблюдать выраженный логарифмический характер кривой

$$Ne = 4,8579 \ln Re_0 + 1,9576$$

Оценка физического смысла критерия Россби (18) для рассматриваемой нами задачи позволяет установить, что его максимальное значение может составлять единицу  $Ro_{max} = 1$  только в начальный момент времени процесса затухания окружной скорости в начальный момент времени на стенке бака

$$u_{max} = \Omega_0 R_0$$

и изменяется в пределах от единицы до нуля в конце процесса затухания скорости. На рис. 2 можно наблюдать степенной характер функции с отрицательным показателем степени

$$Ne = 98,875 Ro^{-1,945}$$

При полном затухании окружной скорости течения  $u \rightarrow 0$ , согласно формуле (31) число Россби становится бесконечно малым, а число Ньютона стремится к бесконечности. Это не противоречит физическому смыслу рассматриваемого процесса, так как порядок сил вязкого трения намного превышает величины инерционных сил, зависящих от скорости.

Временная зависимость числа Ньютона также носит степенной характер и демонстрирует ее экспоненциальное уменьшение во времени процесса затухания скорости, когда приведенная сила вязкого трения слоев жидкости ослабевает

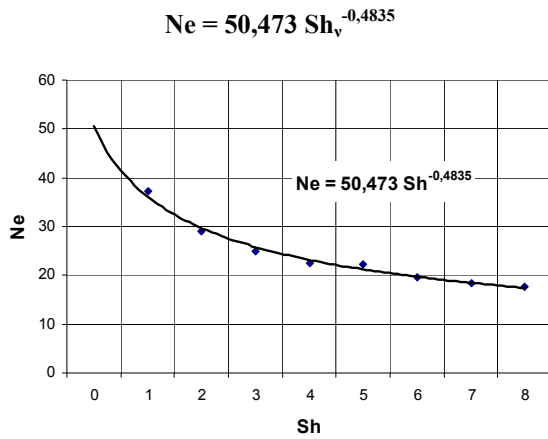


Рис.3. Зависимость числа Ньютона от вязкого числа Струхалия

Из пределов целесообразности выпадает единственная точка, когда  $t = 0$ , то есть, в начале процесса затухания, и число Струхалия стремится к нулю, а  $Ne \rightarrow \infty$ . Такую тенденцию можно пояснить тем, что жидкость и оболочка еще вращаются как сплошное твердое тело, относительное движение, а, следовательно, вязкое трение между соседними жидкими слоями отсутствует.

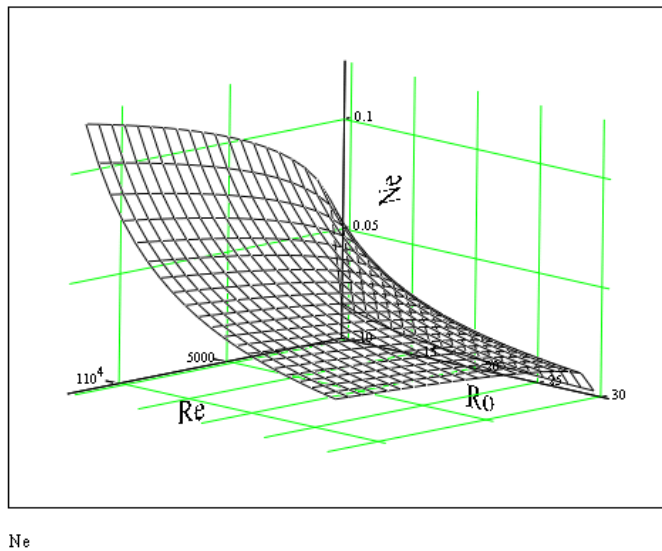


Рис. 4. Критериальная поверхность для определения числа Ньютона в зависимости от чисел Рейнольдса и Россби

### Выводы

Полученные графические зависимости свидетельствуют о достаточной корректности предложенных безразмерных комплексов и их пригодности для моделирования внутрибаковых гидродинамических процессов в топливных баках космического аппарата. Пределы изменения параметров свидетельствуют о достаточно широких диапазонах моделирования нестационарных процессов и возможности построения трехмерной кар-

тини замкнутого течения, позволяющей более точно построить компенсационные мероприятия при полете КА.

Разработанные комплексные критерии подобия позволяют распространить полученные экспериментальные результаты на другие космические комплексы и объекты и создать комплексную базу данных по силовым воздействиям и круговым моментам для системы ориентации и стабилизации космического аппарата.

#### Л и т е р а т у р а

1. Гринспен Х. Теория вращающихся жидкостей. - М: Гидрометеиздат.- 1975.- 304 с.
2. Гухман А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло-массообмена.- М.: Высшая школа.- 1974.- 328 с.
3. Беляев Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет.- М.: Машиностроение.- 1983.- 219 с.
4. Беляев Ю.Н., Яворская И.М. Течения вязкой жидкости во вращающихся сферических слоях и их устойчивость // Итоги науки и техники, ВИНТИ, Мех. жидк. и газа.- М.- 1983. – 80 с.
5. Kitchens C.W.Jr., Gerber n., Sedney R. Spin-decay Prediction For Gun-Launched Liquid-Filled Projectiles // "AIAA Atmos. Flight Mech. Conf., Hollywood, Fla, 1977", 1977.- 1.- P. 318-327.
6. Ковалев В.А. Влияние вторичных течений на поле скорости инерционного потока в полой сфере // Гидравлика и гидротехника, Киев, «Техника».-1999.- Вып. 60, С.42-49.
7. Ковальов В.А. Особливості нестационарного розподілу швидкості в'язкої нестисненої рідини при обертанні сферичної ємності // Наукові Вісті Нац. Техн. Ун-ту України «КПШ».- 2001.- Вип.6.- С.166-169.

УДК 629.7.064.001

**Коваль О.Д., Зубченко О.М., Трофімов І.Л., Захарчук В.П.**

#### **РОЗРОБКА СЕПАРАТОРА ТА ГІДРОЦИКЛОНА ДЛЯ ОЧИСТКИ РОБОЧИХ РІДИН**

Розглянуто питання очищення робочих рідин різними способами. Запропоновано більш удосконалений сепаратор і гідроциклон для очищення рідин від механічних домішок і води.

**Вступ.** Світовий досвід експлуатації гідравлічних систем накопичив величезний статистичний матеріал по відмовам вказаних через підвищений рівень забрудненості робочих рідин. Узагальнений досвід з експлуатаційної надійності гідравлічних систем свідчить, що від 20 до 40% гідравлічних і майже 10% відмов паливних систем відбуваються внаслідок забруднення робочих рідин, а термін роботи насосів і інших агрегатів скорочується по цій причині у 6-7 разів [1, 2]. Аналогічні дані наведені і у працях Г.А. Нікітіна, П.Н. Беляніна та інших авторів [3, 4].

Актуальною є розробка новітніх технологій очищення робочих рідин та палив від забруднень з метою підвищення експлуатаційних характеристик та коефіцієнту використання, що є досить економічно виправданим у ситуації, що склалась. Пошук нових підходів до вирішення питання очищення робочих рідин від забруднень зумовлений ще й тим, що існуючі методи очищення не спроможні досить повно розв'язати існуючу проблему.

Як відомо [1, 3] забруднення робочих рідин призводить до забивання форсунок, малих отворів, заклинюванню золотникових пар, командно-паливних агрегатів; сприяє прискореному зношуванню насосів і виконуючих механізмів, збільшенню витоків через зазори рухомих з'єднань.

Чистота робочих рідин залежить не тільки від якості їх фільтрації, але від чистоти робочих місць і атмосфери виробничих приміщень, чистоти миючих і технологічних рі-

дин ефективності очистки, промивки і контролю якості чистоти робочих агрегатів і трубопроводів. Значна частина забруднень складається з домішок, що залишились після виготовлення виробу. Це залишки від термічної і механічної обробки, підгонки і притирання, залишки абразивних паст після цих операцій.

З кожним днем еволюціонує техніка, надійність роботи якої вимагає від експлуататорів забезпечення високого рівня чистоти робочої рідини, яку споживає, чи використовує дана техніка. Тобто, вимоги до класу чистоти таких рідин стають дедалі вищими і стає все складніше забезпечувати їх існуючими методами. Адже очищення рідин є невід'ємною частиною технологічних процесів виробництва на хімічних, нафтохімічних, харчових, фармацевтичних та багатьох інших підприємствах, а особливо необхідна при експлуатації двигунів внутрішнього згорання усіх видів, систем змащування та гідравлічних систем у промисловості, енергетиці, на транспорті, у будівництві та сільському господарстві. Проблема очищення рідких палив, мастильних матеріалів та гідравлічних рідин, пов'язана із забезпеченням надійності та довговічності виробів, досить актуальна у космічній та ракетній техніці, авіаційній, автомобільній, суднобудівній та тракторній промисловості, верстатобудуванні, транспортному та сільськогосподарському машинобудуванні. Отже актуальність очищення рідин не викликає жодного сумніву.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Відомо [1, 3], що для досягнення великої точності і швидкодії гідравлічних систем золотникові пари насосів, гідропідсилювачів, рульових машинок, розподільників і інших регулюючих і управляючих пристроїв виготовляють з мінімальними зазорами порядку 5...12мкм. Особливо чутливими до забруднень є пневмогідравлічні акумулятори, клапани в гідравлічному контурі шасі і розподільники бустерів систем керування літаком. Найсерйозніші відмови внаслідок недостатньої чистоти рідини виникають в розподільниках бустерів систем управління елеронами і кермом. Забруднення приводять до засмічення робочих форсунок камер згорання, заклинювання золотникових пар командно-паливних агрегатів, прискоренню зношування паливних насосів і виконавчих механізмів управління соплом або конусом повітрязабірника двигуна.

Саме недопустима забрудненість і підвищений вміст вологи у пальному, оливі, а також рідині гідравлічних систем є причиною їх заміни в технологічному обладнанні. Захист і очищення нафтопродуктів від забруднення сприяє подовженню строку їх використання і, відповідно, значній економії. Існують різні методи очищення робочих рідин, які умовно можуть бути поділені на три групи: фільтрація, очистка з використанням силових полів і очистка з використанням фізико-хімічних властивостей забруднень і робочих рідин [1-4].

Як відомо, фільтрування здійснюється при пропусканні робочої рідини через пористі перегородки фільтрів грубої і тонкої очистки. Робота силових агрегатів оснований на ефекті взаємодії частинок забруднень з силовим полем: гравітаційним, відцентровим, магнітним, електростатичним, електромагнітним і полями сил, що генеруються ультразвуковими коливаннями. Кожний з цих методів має свої переваги і недоліки, але всім їм властиве одне – вилучений з рідини концентрат забруднюючих домішок, що накопичується і постійно перебуває в середині очищаючого засобу і знаходиться під дією гідродинамічного напору потоку рідини. Через це знижується пропускна спроможність, зростає гідравлічний опір і під дією течії і пульсації тиску в системі відбувається вимивання і генерування забруднень самим очищаючим засобом. Все це понижує надійність і ефективність очищення, а також спонукає проводити періодичну регенерацію очищаючих засобів, або заміну їх фільтруючих елементів. Ці недоліки відсутні у сепараторів.

**Постановка завдання.** На основі наукових і експериментальних напрацювань розробити більш досконалий сепаратор і гідроциклон для очистки рідин від механічних домішок та води з використанням силових полів.

У відповідності до технічних вимог і властивостей рідин, що будуть піддаватися очистці, був розроблений електросепаратор та гідроциклон для очистки рідин від механічних домішок і води.

Електросепаратор розділює струмінь води на два потоки за допомогою неоднорідного електричного поля: один потік з високою концентрацією забруднюючих домішок, а інший – з відносно низькою концентрацією. Для здійснення ефективного розмежування рідин з різним ступенем забрудненості запропонована схема робочої комірки електросепаратора (рис. 1), роботу якого лабораторно досліджено.

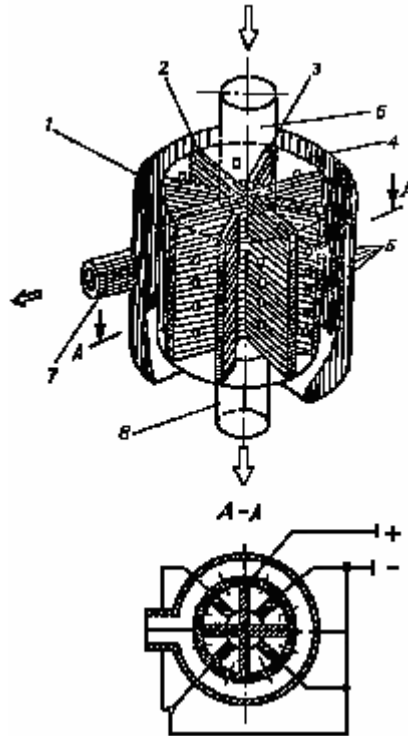


Рис. 1. Принципова схема робочої комірки електросепаратора

Робоча комірка електросепаратора складається з корпусу 1, в якому радіально розташовані робочі електроди 2, 3, які оточені колектором збору чистої рідини 4 з отворами 5. На корпусі електросепаратора розташовані патрубки підводу очищаючої рідини 6, відводу чистої рідини 7 і відводу концентрації забруднень 8.

Під час роботи в середині електросепаратора створюється неоднорідне електричне поле між електродами, які з'єднані з джерелом високої напруги постійного струму через автомат зміни знаку потенціалу. Найбільший потенціал електричного поля припадає на центральну частину, де відстані між електродами найменші. При віддаленні від осі за радіусом напруженість поля відповідно зменшується. Рідина на очищення подається у вхідний патрубок (6) – в зону максимальної напруженості поля.

Рідина в корпусі сепаратору розділяється на два потоки: один потік направлений вздовж осі сепаратору, а другий – по нормалі до осі. Частинки забруднення, що потрапили у зону максимальної напруженості поля, переміщуються вздовж сепаратору разом з рідиною під дією гідродинамічного напору і через патрубок відводу концентрату забруднень виводяться назовні.

Для подальшого розподілу та очищення рідини нами запропоновано очищену за допомогою сепаратору рідину направляти до електроочисника, а забруднену рідину зно-

ву повертати в бак очистки (гідроциклон), удосконалену конструкцію якого було розроблено авторським колективом та запатентовано в Україні [5].

Гідроциклон для очистки рідин від механічних домішок (рис. 2) містить у собі циліндричний корпус 1 з конічною нижньою частиною 2, перфорований конусний корпус-розділювач 3, який встановлено в середині корпусу 1 та який ділить корпус гідроциклону на дві частини: внутрішню та зовнішню відносно корпус-розділювача, забірний рукав із сітчастою стінкою 4, який розміщено в середині конусного корпус-розділювача 3, забірний патрубок 5, який з'єднаний із забірним рукавом 4 і по якому виводять очищену рідину, патрубок зливу відстою 6, який приєднано до нижньої конічної частини 2 корпусу 1, кран 7, який приєднаний до патрубку зливу відстою 6, тангенціальний патрубок вводу рідини 8, який розміщено в нижній частині корпусу 1, поплавок 9 приєднаний зверху забірного рукава із сітчастою стінкою 4. Перфорований конусний корпус-розділювач 3 ділить внутрішню порожнину корпусу 1 на дві частини: внутрішню (I) відносно конусного корпус-розділювача 3 та зовнішню (II).

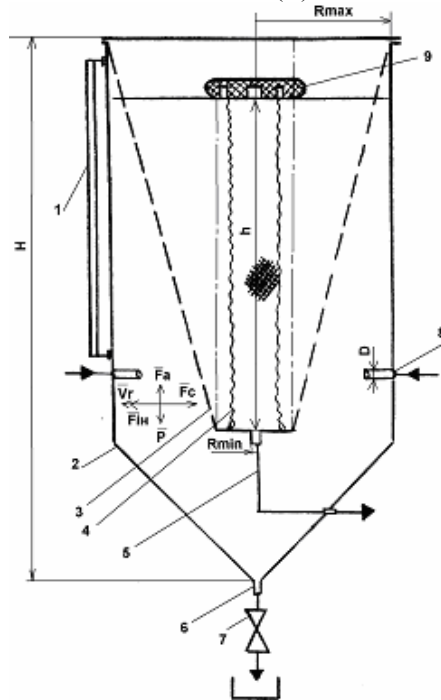


Рис. 2. Гідроциклон для очистки рідин від механічних домішок та схема сил, діючих на частинку забруднень

Гідроциклон для очистки рідин від механічних домішок діє наступним чином. Рідина під тиском подається по тангенціальному патрубку 8 у корпус 1. Під дією відцентрових сил рідина із забрудненням в ній переходить в обертальний рух, забруднення відкидаються до стінок гідроциклону, очищаюча рідина концентрується у центра корпусу 1. Таким чином здійснюється розділення більшої маси очищаючої рідини і механічних домішок, що попадають в середину гідроциклону. Розділена очищаюча рідина пересувається в верх по гідроциклону все більш концентруючись навколо конусного корпус-розділювача 3.

Завдяки перфорованому конусному корпус-розділювачу 3 в внутрішній порожнині (I) відсутній рух рідини ( $V_1=0$ ), а отже відповідно законам фізики тиск максимальний ( $P_1=\max$ ), ззовні конусного корпус-розділювача 3 завдяки відцентровому полю швидкість  $V_2$  досягає максимуму ( $V_2=\max$ ), а отже тиск наближується до мінімального

( $P_2 = \min$ ). Як наслідок виникає різниця тисків ( $P_1 \gg P_2$ ), яка направлена із середини конусного корпус-розділювача 3, що дозволяє втримувати механічні домішки від проникнення із зовнішньої частини II в внутрішню I. В внутрішній частині I конусного корпус-розділювача очищена рідина потрапляє в забірний рукав із сітчастою стінкою 4 і через забірний патрубок 5 відводиться в ємність для очищеної рідини (на кресленні не показана). Дрібнодисперсні частинки забруднень осідають у нижній конічній частині 2 корпусу 1 і далі надходять у патрубок зливу відстою 6 та при відкриванні крану 7 виводяться із гідроциклону.

Таким чином здійснюється очистка рідин, які містять у собі забруднення у вигляді механічних домішок розміром 20 мкм і більше. Нижче приведено розрахунок геометричних розмірів гідроциклону для очистки рідин від механічних домішок і часу осадження частинок забруднень розміром 20 мкм і більше.

На частинку забруднення діють: відцентрова сила інерції  $F_{in}$ , сила стоксового опору  $F_c$ , сила ваги  $P$ , архімедова сила  $F_a$  та коріолісова сила інерції, на фіг. 1 вона не позначена, тому що перпендикулярна площині креслення. Що стосується сил  $P$  та  $F_a$ , то вони практично врівноважують одна одну, а коріолісовою силою інерції можна знехтувати з огляду на досить малу відносну швидкість частинок забруднення [5].

В даному випадку диференціальне рівняння руху частинки забруднення можна записати в такому вигляді:

$$m = \frac{dV_r}{dt} = F_{in} - F_c; \quad (1)$$

де  $m$  – маса частинки забруднення;  $V_r = \frac{dr}{dt}$  – відносна швидкість.

Як відомо [5], відцентрова сила інерції дорівнює:

$$F_{in} = m \frac{V_E^2}{r}; \quad (2)$$

де  $V_E$  – переносна швидкість, а

$$F_c = 3\pi d \mu V_r; \quad (3)$$

де  $d$  – умовний діаметр частинки;  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини.

Переносну швидкість  $V_E$  можна визначити через витрату  $Q$  і площу перетину патрубку вводу рідини по формулі:

$$V_E = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad (4)$$

де  $D$  – діаметр цього патрубка.

Що стосується маси  $m$  частинки забруднення, то, приймаючи умовно частинку у вигляді кульки з діаметром  $d$  і густиною  $\rho$ , її масу можна представити як:

$$m = \frac{\pi d^3}{6} \rho; \quad (5)$$

Після підстановки всіх вказаних величин в рівняння (1) та подальших скорочень це рівняння можна записати у вигляді:

$$\frac{d^2r}{dt} + 18 \frac{M}{d^2 \rho dt} \frac{dr}{dt} - \left( \frac{4Q}{\pi d^2} \right) \frac{1}{r} = 0; \quad (6)$$

$$\partial e \frac{dr}{dt} = V_r; \frac{d^2r}{dt} = \frac{dV_r}{dt}.$$

Рівняння (6) є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням 2-го порядку, розв'язання якого пов'язане з певними труднощами. Тому розв'язання можна провести шляхом визначення значення  $r$  у вигляді розкладання його в ряд Мак'лорена, тобто у вигляді:

$$r = r_{(0)} + r_0 * t + \frac{r'_{(0)}}{2!} t^2 + \frac{r_{(0)}}{3!} t^3 + \frac{r'_{(0)}}{4!} t^4; \quad (7)$$

Для визначення початкових значень похідних 3-го та вищих порядків, що стоять в ряду Мак'лорена, можна послідовно диференціювати по показнику часу диференціальне рівняння руху частинки забруднення, тобто, підвищуючи його порядок кожного разу на одиницю.

В наслідок розв'язання кожного з одержаних таким чином рівнянь відносно вищої похідної отримуються загальні визначення (в функції показника часу) похідних 3-го та вище порядків, що вирішуються. Загальне визначення для похідної 2-го порядку може бути одержане безпосередньо з диференціального рівняння руху. Підставляючи в знайдені таким чином похідні початкові умови, тобто  $t=0$ ,  $r_{(0)} = r_0$ ,  $r'_{(0)} = 0$ , неважко одержати вирази для всіх коефіцієнтів в ряді Мак'лорена в функції відомих початкових умов і коефіцієнтів диференціального рівняння руху.

В якості прикладу розглянемо циклон, що має такі параметри:

$$r_0=2,5\text{см}; R = 25\text{см}; Q = 10^3 \text{ см}^3/\text{с}; D = 1 \text{ см}; R \geq r \geq r_0$$

Для частинок забруднень розміром  $d=0,002 \text{ см}$ .

$$r=2,5+2500 t^2 - 127500000 t^3 + 800000000000 t^4 + \dots \quad (8)$$

Приймаючи  $r=R - r_0=22,5\text{см}$  можна з виразу (3) знайти час руху такої частинки, який приблизно дорівнює  $t=0,26\text{сек}$ . Для крупніших частинок забруднень цей час буде меншим.

Порівняємо значення цього часу  $t$  зі значенням часу  $\tau$  перебування в пристрої. Значення часу  $\tau$  можна визначити, якщо відомий об'єм пристрою, який дорівнює:

$$V = rR^2 h + \frac{2}{3} \pi r R^2 (H - h); \quad (9)$$

З формули:  $V = Q \times \tau$  знаходимо:

$$\tau = \frac{\pi R^2 h + \frac{2}{3} \pi R^2 (H - h)}{Q}. \quad (10)$$

**Висновок.** Розроблено та апробовано більш досконалий електросепаратор та гідроциклон для очистки робочих рідин від механічних домішок і води. Отримані в ході експериментального дослідження результати дають можливість зробити наступні висновки: розроблені агрегати для очистки забрудненої робочої рідини дозволяють спростити технологічний процес очистки вказаних рідин (сильно забруднених нафтопродуктів, відпрацьованих масел, спецрідин гідравлічних систем) від забруднень різної природи: ґрунтового пилу, продуктів корозій трубопроводів і резервуарів, продуктів зносу тертьових деталей, вологи, забруднень біологічного характеру, понизити трудоемкість процесу

очистки вказаних рідин, продовжити термін експлуатації автомобільних та авіаційних діелектричних масел, а отже агрегатів масляних систем.

### Література

1. Лозицкий Л.П., Ветров А.М. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Воздушный транспорт, 1992. – 735 с.
2. Матвеева О.Л., Захарчук П.П., Захарчук В.П. Дослідження забрудненості рідин гідросистем літаків. // Всеукраїнський науково-технічний журнал „Промислова гідравліка і пневматика”. – № 2 (8). – 2005. – С. 36-42.
3. Никитин Г.А., Чирков С.В. Влияние загрязнённости жидкости на надёжность гидросистем летательных аппаратов. – М.: Транспорт. 1996. – 183 с.
4. Никонов К.Б., Карабцов Г.П. Очистка жидкостей в силовых полях: Учебное пособие. – Киев : КИИГА, 1990. – 48 с.
5. Пат. 15975 Україна. МПК (2006) B04C 5/00 Гідроциклон для очистки рідин від механічних домішок / О.М. Зубченко, І.Л. Трофімов, Л.В. Бурдюженко – Чинний від 17.07.2006.

УДК 658.26:622.276.5

**Кононенко А.П.**

### **ДАВЛЕНИЯ И МОЩНОСТИ КОЛЬЦЕВОГО ВОДОВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ПОДЪЕМНОЙ ТРУБЕ ЭРЛИФТА**

Приведено решение математической модели рабочего процесса эрлифта с кольцевой структурой водовоздушного потока, позволяющее определять, в том числе, давления и мощности газожидкостной смеси в вертикальной подъемной трубе. Рис. 4, Ист. 11.

#### **1. Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.**

Сокращение непроизводительных энергетических расходов в эрлифте является одной из приоритетных задач на пути их совершенствования и предполагает возможность количественной оценки распределения подведенной к аппарату мощности. Такой анализ необходимо иметь в широком диапазоне режимов работы эрлифта для каждой из структур газожидкостной смеси, имеющих место в вертикальных подъемных трубах. Одной из часто реализуемых в эрлифтах является кольцевая структура водовоздушной смеси.

Поэтому количественный анализ распределения давлений и мощностей кольцевого водовоздушного потока в подъемной трубе эрлифта является актуальной научной и практической задачей.

**2. Анализ исследований и публикаций.** Экспериментальный количественный анализ полного перепада давлений на участке вертикальной трубы и его составляющих, обусловленных трением, расширением газовой фазы и гидростатической составляющей газожидкостного потока приведен в [1] при условиях постоянных расходов воды для каждой серии опытов и изменении расходов воздуха в широких диапазонах.

Отличием характеристик водовоздушного потока в подъемной трубе эрлифта от рассмотренного в [1] является то, что в эрлифт принудительно подается один компонент – сжатый воздух. Расход лифтируемой жидкости в подъемной трубе при изменении расхода воздуха устанавливается в зависимости от конструктивных и технологических особенностей эрлифта – диаметра и длины трубы, погружения смесителя и др. Поэтому представление результатов анализа распределения давлений водовоздушного потока в виде, предложенном в [1], для условий газожидкостного подъемника не является приемлемым.

Анализ мощностей потоков в эрлифте в [2, 3] выполняется при рассмотрении внешней задачи – определении полезных и затрачиваемых составляющих как правило в одном, оптимальном, режиме работы подъемника без оценки изменения этих составляющих при изменении расхода воздуха. Такой подход ограничивает возможности количественного энергетического анализа эрлифта в широком диапазоне режимов его работы.

Выполненные исследования распределения энергетических параметров снарядных и эмульсионных водовоздушных потоков в газожидкостных подъемниках [4, 5] также требуют дополнения аналогичными исследованиями для кольцевой структуры двухфазной смеси на основе математической модели рабочего процесса эрлифта [6].

**3. Постановка задачи.** На основе разработанной математической модели рабочего процесса эрлифта с кольцевой структурой газожидкостной смеси выполнить количественный анализ распределения давлений и мощностей водовоздушного потока в подъемной трубе эрлифта в широком диапазоне изменений расходов сжатого воздуха.

**4. Изложение материала и результаты.** Уравнение движения кольцевого восходящего водовоздушного потока в вертикальной подъемной трубе эрлифта возможно преобразовать к выражению [6]

$$p_{cm} \frac{z_i}{H+h} = \frac{2\pi \cdot R}{\omega} \int_0^{z_i} \tau_w(z) \cdot dz + \frac{1}{\omega} \left\{ \rho_c(z) \cdot [w_c(z)]^2 \cdot \omega_c(z) + \rho' \cdot [w'_f(z)]^2 \cdot \omega_f(z) \right\} \Big|_0^{z_i} + \frac{g}{\omega} \left[ \int_0^{z_i} \rho_c(z) \cdot \omega_c(z) \cdot dz + \rho' \int_0^{z_i} \omega_f(z) \cdot dz \right], \quad (1)$$

которое, в свою очередь, для участка подъемной трубы длиной  $z_i$  ( $0 \leq z_i \leq H+h$ ) зачастую представляют в виде баланса давлений

$$P_{\Sigma i} = P_{mpi} + P_{ускi} + P_{gi}, \quad (2)$$

где  $p_{cm}$  – избыточное давление в смесителе;  $H$  – высота подъема эрлифта;  $h$  – геометрическое погружение смесителя;  $z_i$  – расстояние от смесителя до рассматриваемого сечения подъемной трубы;  $R$  – радиус подъемной трубы;  $\omega$ ,  $\omega_c(z)$ ,  $\omega_f(z)$  – площадь соответственно поперечного сечения подъемной трубы, гомогенного ядра газожидкостного потока и пристенной жидкостной пленки;  $\tau_w(z)$  – касательное напряжение на стенке трубы;  $\rho'$ ,  $\rho_c(z)$  – плотность соответственно воды и гомогенного ядра газожидкостного потока;  $w_c(z)$ ,  $w'_f(z)$  – скорость соответственно гомогенного ядра газожидкостного потока и воды в пристенной пленке;  $g$  – ускорение свободного падения;  $p_{\Sigma i}$  – суммарный перепад давления на участке подъемной трубы длиной  $z_i$ ;  $P_{mpi}$ ,  $P_{ускi}$ ,  $P_{gi}$  – перепады давления на участке подъемной трубы длиной  $z_i$ , обусловленные соответственно трением, ускорением и силой тяжести.

Средний объемный расход водовоздушной смеси на участке трубы длиной  $z_i$  [6]

$$Q_{cpi} = \frac{W_a + W_э}{z_i} \int_0^{z_i} \frac{dz}{\varphi^*(z) \cdot \rho''(z) + [1 - \varphi^*(z)] \cdot \rho'}, \quad (3)$$

где  $W_a$ ,  $W_э$  – массовый расход соответственно воздуха и воды (массовая подача эрлифта);  $\varphi^*(z)$  – расчетное газосодержание водовоздушного потока в подъемной трубе;  $\rho''(z)$  – плотность воздуха.

Суммарная мощность  $N_{\Sigma i}$ , а также ее составляющие – мощности, необходимые для компенсации потерь на трение  $N_{mpi}$ , ускорение  $N_{ускi}$  и гравитационную составляющую  $N_{gi}$  при движении водовоздушного потока по участку вертикальной подъемной

трубы длиной  $z_i$ , определяются как произведение среднего объемного расхода  $Q_{cpi}$  на соответствующий перепад давлений  $p_{\Sigma i}$ ,  $p_{mpi}$ ,  $p_{ycki}$  и  $p_{gi}$ . Суммарная подведенная мощность  $N_{nodi}$  и мощности, подведенные потоком воды  $N'$  и сжатого воздуха  $N_i''$ , определяются по общеизвестным соотношениям [2, 3]. Мощность, необходимая для компенсации потерь на скольжение  $N_{cki}$  для кольцевой структуры потока определяется разностью  $N_{nodi} - N_{\Sigma i}$ .

Решение полученных уравнений численным методом на ПЭВМ при помощи разработанной программы позволяет определять, в том числе, изменение давлений – суммарного  $p_{\Sigma i}$ , обусловленного трением  $p_{mpi}$ , ускорением  $p_{ycki}$  и силой тяжести  $p_{gi}$  и мощностей – суммарной  $N_{\Sigma i}$ , компенсирующей затраты на трение  $N_{mpi}$ , ускорение  $N_{ycki}$ , скольжение  $N_{cki}$ , преодоление силы тяжести  $N_{gi}$ , а также подведенной потоком воды  $N'$ , сжатого воздуха  $N_i''$  и суммарной подведенной  $N_{nodi}$  в зависимости от расхода воздуха  $Q_v$  и по высоте подъемной трубы.

Адекватность разработанной математической модели рабочего процесса эрлифта с кольцевой структурой водовоздушного потока подтверждается удовлетворительной сходимостью расчетных и экспериментальных расходных характеристик подъемников [7].

Анализ распределения давлений и мощностей водовоздушного потока с кольцевой структурой выполнен на примере эрлифта с подъемной трубой диаметром  $D = 150$  мм, длиной  $H+h = 11,7$  м, подающей трубой  $d = 30$  мм и длиной  $l = 460$  мм при геометрическом погружении смесителя  $h = 2,4$  м (относительное геометрическое погружение смесителя  $\alpha = 0,205$ ) [8]. Реализация устойчивой кольцевой структуры двухфазного потока в режиме максимальной подачи и прилегающих к нему режимам работы рассматриваемого эрлифта подтверждается картой кризисных состояний водовоздушного потока [7, 9].

Принято допущение правомерности использования математической модели рабочего процесса эрлифта с кольцевой структурой водовоздушного потока во всем рассматриваемом диапазоне изменения расходов воздуха, количественные расчеты произведены при постоянном давлении в смесителе « $p$ -const», равном экспериментально измеренному  $p_{cm} = 0,152$  кгс/см<sup>2</sup> (14,9 кПа) [8].

При построении безразмерной расчетной расходной характеристики газожидкостного подъемника в качестве базисных были приняты значения расходов воздуха и подачи эрлифта в режиме максимальной подачи  $Q_{v, макс} = 19,2$  м<sup>3</sup>/мин (0,32 м<sup>3</sup>/с),  $Q_{э, макс} = 7,20$  м<sup>3</sup>/ч (0,002 м<sup>3</sup>/с) (рис. 1).

Перепад давления на подъемной трубе (избыточное давление в смесителе) при принятой модели расчета « $p$ -const» составляет  $p_{\Sigma} = p_{cm} = 0,152$  кгс/см<sup>2</sup> (14,9 кПа), величина которого и была принята в качестве базисной для графика изменения относительных давлений водовоздушной смеси в эрлифте (рис. 2). Относительное давление, обусловленное силой тяжести, в режиме максимальной подачи составляет  $\bar{p}_g \approx 0,965$  от суммарного перепада давления на подъемной трубе  $p_{\Sigma}$ , обусловленное трением –  $\bar{p}_{mp} \approx 0,021$ , обусловленное ускорением –  $\bar{p}_{yck} \approx 0,014$ .

Интенсивность изменения составляющих  $\bar{p}_g$ ,  $\bar{p}_{mp}$ ,  $\bar{p}_{yck}$  относительного суммарного перепада давления  $\bar{p}_{\Sigma}$  в рассматриваемом диапазоне изменения относительных расходов воздуха  $\bar{Q}_v \approx 0,8 \div 1,5$  незначительная, что можно объяснить и достаточно постоянной, для данных условий, относительной подачей эрлифта  $\bar{Q}_v \approx 0,9 \div 1,0$ .

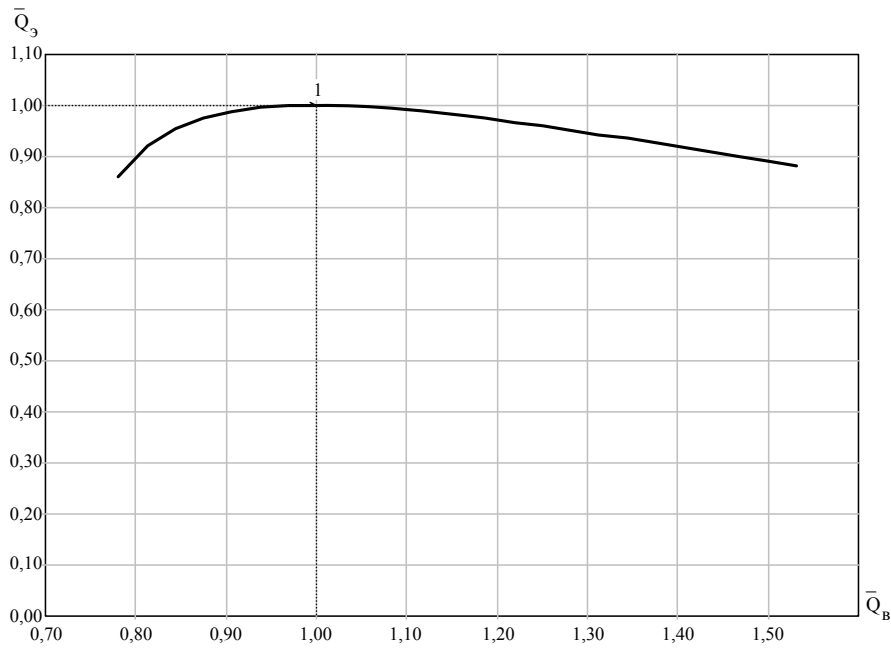


Рис. 1. Безразмерная расходная характеристика эрлифта  $D = 150$  мм,  $H+h = 11,7$  м,  $d = 30$  мм,  $l = 460$  мм,  $h = 2,4$  м,  $\alpha = 0,205$  [базисные значения  $Q_0 = 19,2$  м<sup>3</sup>/мин (0,32 м<sup>3</sup>/с),  $Q_3 = 7,20$  м<sup>3</sup>/ч (0,002 м<sup>3</sup>/с)]

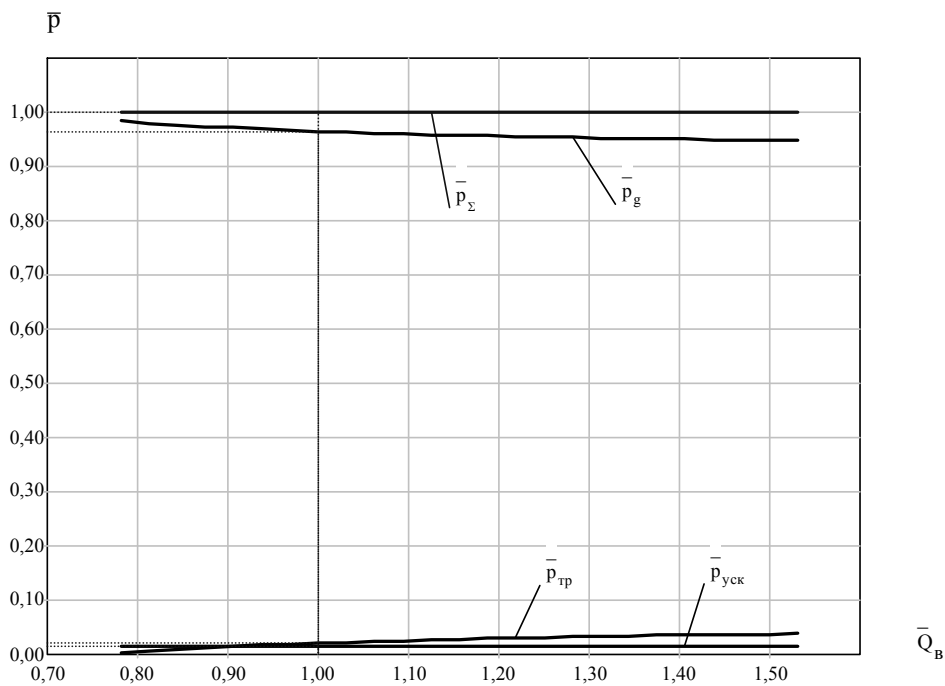


Рис. 2. Изменение относительных давлений в эрлифте  $D = 150$  мм,  $H+h = 11,7$  м,  $d = 30$  мм,  $l = 460$  мм,  $h = 2,4$  м,  $\alpha = 0,205$  [базисные значения  $Q_0 = 19,2$  м<sup>3</sup>/мин (0,32 м<sup>3</sup>/с),  $p_\Sigma = 0,152$  кгс/см<sup>2</sup> (14,9 кПа)]

Мощность, подведенная к подъемной трубе в режиме максимальной подачи эрлифта [при расходе воздуха  $Q_v = Q_{v, \max} = 19,2 \text{ м}^3/\text{мин} (0,32 \text{ м}^3/\text{с})$ ] составляет  $N_{\text{под}} = 4,47 \text{ кВт}$ . В свою очередь эта мощность складывается из мощности воздушного потока  $N'' = 4,44 \text{ кВт}$  и мощности потока воды  $N' = 0,03 \text{ кВт}$ , что составляет  $\bar{N}'' \approx 0,993$  и  $\bar{N}' \approx 0,007$  от значения  $N_{\text{под}} = 4,47 \text{ кВт}$ , принятого в качестве базисного для графиков относительных мощностей (рис. 3, 4).

Подведенная мощность  $N_{\text{под}} = 4,47 \text{ кВт}$ , имеющая место при расходе воздуха  $Q_{v, \max} = 19,2 \text{ м}^3/\text{мин} (0,32 \text{ м}^3/\text{с})$ , расходуется на:

- преодоление силы тяжести  $N_g = 0,274 \text{ кВт}$ , что составляет  $\bar{N}_g \approx 0,061$  от подведенной мощности  $N_{\text{под}}$  (рис. 4);
- компенсацию потерь на трение  $N_{\text{тр}} = 0,006 \text{ кВт}$ ,  $\bar{N}_{\text{тр}} \approx 0,0013$ ;
- компенсацию потерь на ускорение  $N_{\text{уск}} = 0,004 \text{ кВт}$ ,  $\bar{N}_{\text{уск}} \approx 0,0009$ ;
- компенсацию потерь на скольжение  $N_{\text{ск}} = 4,19 \text{ кВт}$ ,  $\bar{N}_{\text{ск}} \approx 0,937$ .

Таким образом, в режиме максимальной подачи эрлифта относительные суммарные расходы мощности  $\bar{N}_\Sigma = \bar{N}_g + \bar{N}_{\text{тр}} + \bar{N}_{\text{уск}}$  составляют около  $\sim 6\%$ , оставшиеся  $\sim 94\%$  от относительной подведенной мощности  $\bar{N}_{\text{под}}$  расходуются на компенсацию относительных потерь на скольжение  $\bar{N}_{\text{ск}}$ . Причем, примерно такое же соотношение в распределении мощностей сохраняется во всем рассматриваемом диапазоне изменения относительных расходов воздуха  $\bar{Q}_v \approx 0,8 \div 1,5$ .

Аналогичное выше приведенному распределение давлений и мощностей водовоздушных потоков в подъемных трубах получено и для других эрлифтов, работающих в режиме максимальной подачи с кольцевой структурой двухфазной смеси. Количественный анализ гидродинамических параметров водовоздушной смеси выполнен для эрлифтов с подъемными трубами диаметрами  $D = 100 \div 250 \text{ мм}$ , длинами  $H+h = 11,7 \div 31,2 \text{ м}$  и геометрическими погружениями смесителей  $h = 1,28 \div 4,32 \text{ м}$  (относительные геометрические погружения  $\alpha = 0,070 \div 0,205$ ) [8, 10, 11].

Как следует из результатов расчетов для подъемных труб диаметрами  $D = 100 \div 250 \text{ мм}$  в режиме максимальной подачи эрлифта при кольцевой структуре водовоздушного потока относительное давление, обусловленное ускорением, составляет  $\bar{p}_{\text{уск}} < 3\%$ . Остальное значение суммарного перепада давления на подъемной трубе  $p_\Sigma$  распределяется между составляющими давлений, обусловленными силами тяжести  $p_g$  и трения  $p_{\text{тр}}$  в пропорциях, достоверно классифицировать которые сложно из-за ограниченного числа анализируемых примеров.

Соответственно относительная мощность, расходуемая на компенсацию потерь на скольжение для рассмотренных случаев находится в пределах  $\bar{N}_{\text{ск}} = 75 \div 95\%$ , а оставшаяся часть поведенной мощности расходуется на преодоление силы тяжести  $\bar{N}_g$ , компенсацию потерь на трение  $\bar{N}_{\text{тр}}$  и компенсацию потерь на ускорение  $\bar{N}_{\text{уск}}$ .

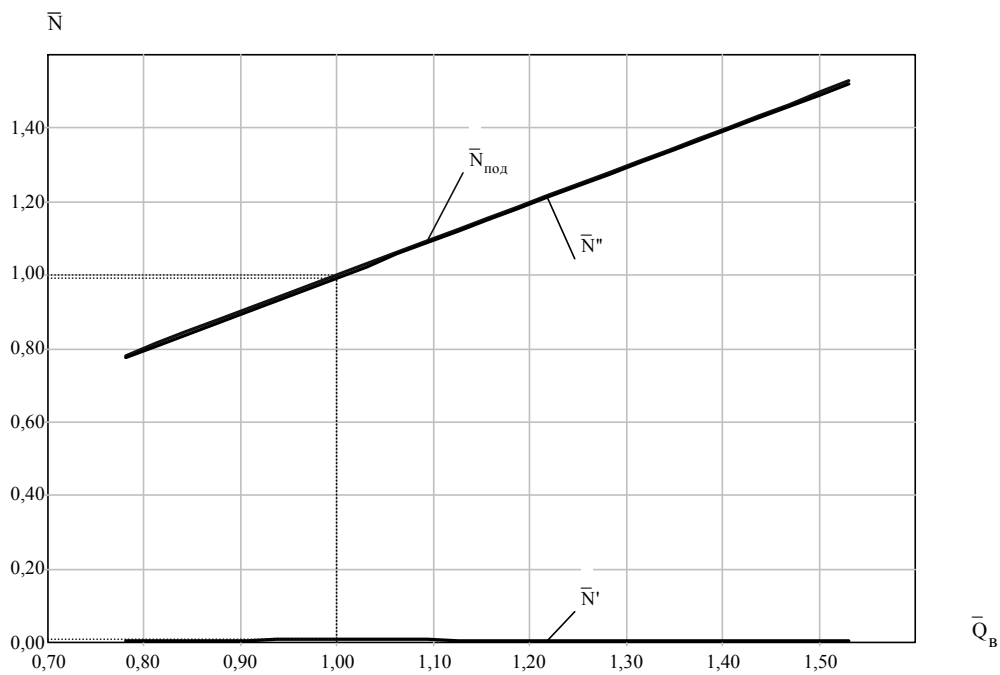


Рис. 3. Изменение относительных подводенных мощностей в эрлифте  $D = 150$  мм,  $H+h = 11,7$  м,  $d = 30$  мм,  $l = 460$  мм,  $h = 2,4$  м,  $\alpha = 0,205$  [базисные значения  $Q_0 = 19,2$  м<sup>3</sup>/мин (0,32 м<sup>3</sup>/с),  $N_{под} = 4,47$  кВт]

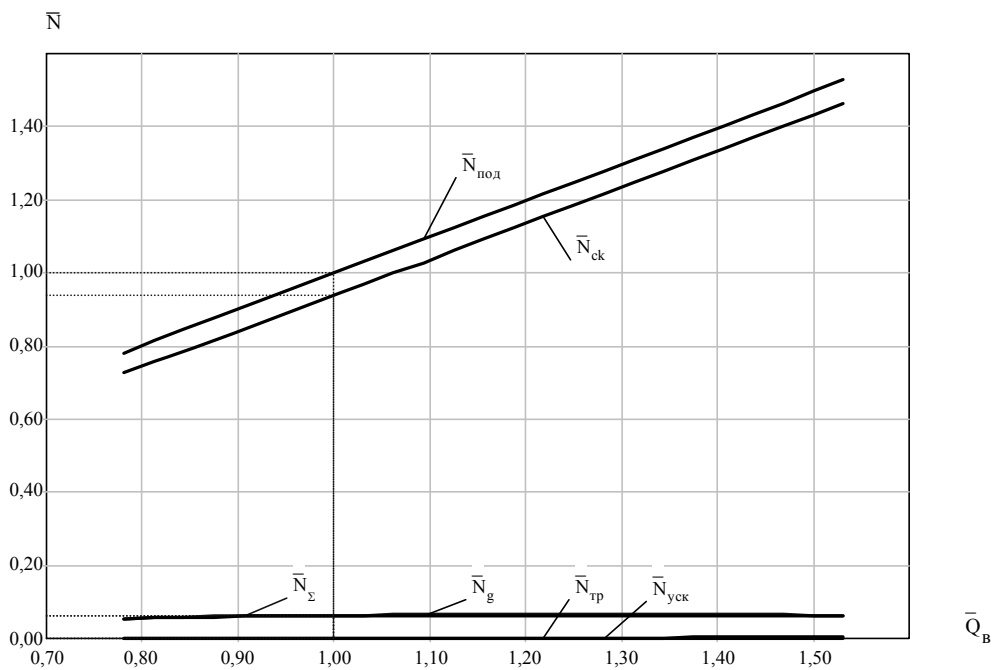


Рис. 4. Изменение относительных мощностей в эрлифте  $D = 150$  мм,  $H+h = 11,7$  м,  $d = 30$  мм,  $l = 460$  мм,  $h = 2,4$  м,  $\alpha = 0,205$  [базисные значения  $Q_0 = 19,2$  м<sup>3</sup>/мин (0,32 м<sup>3</sup>/с),  $N_{под} = 4,47$  кВт]

5. **Выводы и направление дальнейших исследований.** Впервые для эрлифтов с подъемными трубами диаметрами  $D = 100\div 250$  мм получены количественные распределения давлений и мощностей кольцевого водовоздушного потока в режиме максимальной подачи эрлифта. Показано, что относительная мощность, расходуемая на компенсацию потерь на скольжение, находится в пределах  $\bar{N}_{ск} = 75\div 95\%$ . Оставшаяся часть подведенной мощности расходуется на преодоление силы тяжести  $\bar{N}_g$ , компенсацию потерь на трение  $\bar{N}_{тр}$  и компенсацию потерь на ускорение  $\bar{N}_{уск}$ .

Сравнительный анализ распределения давлений и мощностей водовоздушных потоков при имеющих место в подъемной трубе эрлифта снарядной, эмульсионной и кольцевой структурах течения позволит установить наиболее энергетически целесообразные режимы и разработать рекомендации по совершенствованию газожидкостных подъемников.

#### Л и т е р а т у р а

1. Арманд А.А. Исследование механизма движения двухфазной смеси в вертикальной трубе // Сб.: Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления. - Изд-во АН СССР. - 1955. - С. 21-34.
2. Эрлифтные установки: Учебное пособие. - В.Г. Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, Я.К. Антонов – Донецк: ДПИ, 1982. – 64 с.
3. Папаяни Ф.А., Козыряцкий Л.Н., Пашенко В.С., Кононенко А.П. Энциклопедия эрлифтов. - М.: Информсвязиздат, 1995. – 592 с.
4. Кононенко А.П. Тиски та потужності снарядного водовітряного потоку в піднімальній трубі ерліфта // Науковий журнал «Вісник ДонДУЕТ». Серія "Технічні науки". - Донецьк: ДонДУЕТ. - №1(29). – 2006. - С. 20-30.
5. Бойко Н.Г., Кононенко А.П. Энергетические параметры водовоздушного потока в эрлифте с эмульсионной структурой смеси // Наукові праці ДНТУ. Серія: "Гірничо-електромеханічна". Випуск 12 (113). - Донецьк: ДонНТУ. – 2006. - С. 17-32.
6. Кононенко А.П. Модель рабочего процесса эрлифта с кольцевой структурой водовоздушного потока // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. - Харків: НТУ "ХПІ". - №27. – 2006. - С. 113-121.
7. Кононенко А.П. Расчетные характеристики эрлифта с кольцевой структурой водовоздушной смеси // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: ХПИ. -№5/1 (23). – 2006. - С. 58-61.
8. Кононенко А.П. Ограничения в подаче эрлифта. Вісник Донбаської національної академії будівництва і архітектури // Збірник наукових праць: «Технологія, організація, механізація та геодезичне забезпечення будівництва», Випуск 2005-7(55). – Макіївка: ДНАБА. – 2005. - С.71-81.
9. Кононенко А.П. Структуры двухфазных потоков в подъемных трубах эрлифтов // Вісник Сумського державного університету. Серія - Технічні науки. – Суми: СДУ. - №12. – 2005. - С. 38-48.
10. Костанда В.С. Исследование и разработка эрлифтных и углесосно-эрлифтных подъемов гидрошахт: Дисс. ... канд. техн. наук. - Донецк: ДПИ, 1963: том 1 – 209 с., том 2 – 140 с.
11. Мальгин С.С. Применение эрлифтов для водоотлива шахт: Дисс. ... канд. техн. наук. - Донецк: ДПИ, 1966. – 264 с.

Кравецкий Ю.А., Трофимов В.А., Моисеев В.Г., Губарев А.П.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА СО СТРУЙНОЙ ТРУБКОЙ И ЦИФРОВЫМ РЕГУЛЯТОРОМ

Приведена сравнительная оценка характеристик гидроприводов с цифровым и аналоговым управлением. Исследованы динамические процессы, происходящие в контуре электромеханического преобразователя гидравлических агрегатов со струйной трубкой. Предложены пути и методы обеспечения устойчивой работы электрогидравлических приводов со струйной трубкой и управлением от цифровых контроллеров.

**Введение.** При разработке систем следящих приводов одной из серьезных проблем является обеспечение характеристик точности и быстродействия в области малых сигналов и их стабильности в требуемом диапазоне внешних воздействий.

Факторов, вызывающих нестабильность и нелинейность характеристик сервоприводов, несколько. Наиболее существенные – нелинейности электронных усилителей, нелинейности расходных характеристик дроссельных распределителей в области малых расходов, давление и температура рабочей жидкости. Решение задачи обеспечения стабильности и линейности характеристик сервоприводов при изменении внешних воздействующих факторов в широком диапазоне возможно несколькими путями. Первый путь – это повышение точности изготовления и механической обработки элементов и деталей гидравлических агрегатов, второй - обеспечение стабилизации режимов работы электрических цепей при изменении внешних воздействующих факторов. Возможности перечисленных методов ограничены и на современной технологической базе практически исчерпаны, поэтому в настоящее время актуальным является применение цифровых контроллеров в контуре управления следящего привода.

Цифровой контроллер выполняет несколько функций, а именно замыкание внешнего и внутреннего позиционных контуров привода, коррекцию статических и динамических характеристик, а также функции контроля состояния привода. Цифровой контроллер позволяет реализовать различные и достаточно сложные алгоритмы коррекции рабочих процессов сервопривода, позволяющие улучшить качество управления и обеспечить инвариантность характеристик привода в широком диапазоне изменений условий эксплуатации без предъявления специальных требований к точности изготовления гидравлических элементов привода и электротехнической части системы.

**Постановка задачи и цель работы.** Для получения требуемых характеристик точности, быстродействия и стабильности работы гидравлических приводов с цифровым регулятором в рабочем диапазоне изменения внешних воздействий необходимо:

- выполнить сравнительную оценку характеристик гидроприводов с цифровым и аналоговым управлением и определить параметры цифрового регулятора;
- провести исследование динамических процессов, происходящих в контуре электромеханического преобразователя гидравлических агрегатов со струйной трубкой;
- определить факторы, оказывающие существенное влияние на характеристики привода;
- выбрать методы обеспечения устойчивой работы электрогидравлических приводов с управлением от цифровых контроллеров.

**Сравнительная оценка характеристик гидроприводов с цифровым и аналоговым управлением.** Сравнивая показатели работы гидравлических приводов с аналоговым и цифровым управлением можно сделать вывод, что показатели качества современных контуров приводов с цифровым управлением практически идентичны аналоговому, а по точности и быстродействию даже превосходят их.

Результаты измерений случайных движений выходного звена [2] (измерения проводились с точностью до 0,005 мм) показали, что выходное звено, как аналогового при-

вода, так и привода с цифровым управлением при отсутствии входного сигнала имеют хаотические движения около нейтрального положения со следующими амплитудами:

- у привода с аналоговым управлением перемещения штока составляют в среднем 0,01-0,02 мм, а максимальные значения достигают 0,04 мм;

- у привода с цифровым управлением значения движений выходного звена при отсутствии управляющего сигнала зависят от частоты квантования.

С увеличением частоты максимальные значения отклонений штока от нейтрального положения уменьшаются. Так при частоте квантования  $f_k=100$  Гц средняя величина указанных перемещений составляет 0,05-0,25 мм, а максимальная величина достигает 0,35 мм. При частоте квантования  $f_k=500$  Гц эти оценки снижаются соответственно до величины 0,01-0,04 мм и максимум – до 0,1 мм; при частоте квантования  $f_k=1000$  Гц соответствующие оценки указанных перемещений равны: 0,01-0,02 мм и максимум – 0,04 мм.

Можно сделать вывод, что привод с управлением от цифровых вычислителей эквивалентен аналоговому при частоте квантования сигнала управления не ниже 500 Гц (период  $T=2$  мс).

Так как речь идет о величинах случайных перемещений выходного звена исполнительного привода при нулевом управляющем сигнале, то можно сделать еще один вывод - обеспечение приемлемой стабильности положения выходного звена обеспечивается в первую очередь за счет повышения частоты квантования (замыкания) контура обратной связи цифрового регулятора. При этом частота обновления управляющего сигнала может быть ниже частоты обработки сигналов в контуре обратной связи. Очевидно, что для гидравлических приводов к которым предъявляются требования обеспечения высокой точности время задержки (суммарное время задержки всех устройств) сигнала управления должно быть менее 2 мс.

**Исследование динамических процессов, происходящих в контуре электромеханического преобразователя гидравлических агрегатов со струйной трубкой.** Одна из наиболее распространенных схем подключения электрогидравлического привода к электронному устройству усиления и преобразования сигналов представлена на рис.2. Как видно из рисунка сервопривод охвачен несколькими ветвями обратной связи: позиционной по положению штока и токовой в обмотке ЭМП.

В момент подачи давления нагнетания ( $P_n$ ) в полости агрегата, а также в процессе дальнейшей работы струйная трубка под действием неуравновешенных гидродинамических сил совершает вынужденные колебания с высокой частотой. Частота этих колебаний обычно лежит в диапазоне 16-30 Гц и определяется длиной гидравлического канала гидроагрегата. Отклонения струйной трубки вызывают перемещения якоря ЭМП.

В виду высокой добротности современных электромеханических преобразователей даже незначительные движения якоря способны вызывать на клеммах обмотки электромеханического преобразователя напряжение ЭДС индукции.

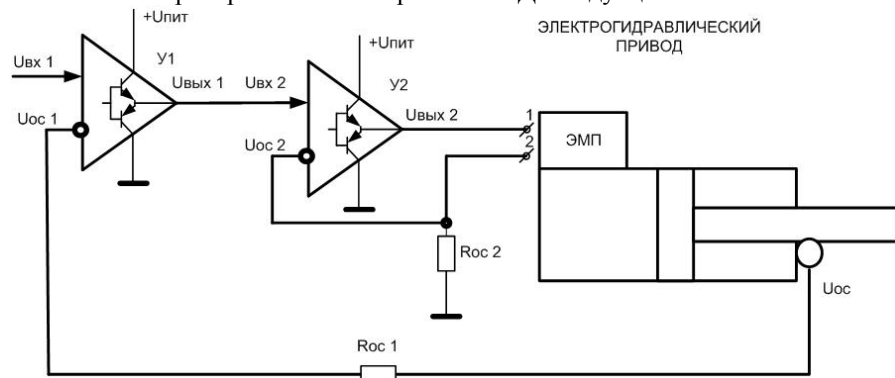


Рис.1. Схема включения электрогидравлического привода

Величина снимаемого с обмотки ЭМП напряжения будет пропорциональна скорости перемещения якоря в обмотке преобразователя. Случайные отклонения струйной трубки и якоря, возникающие под действием неуравновешенных гидродинамических сил, вызывают появление хаотических всплесков напряжения на клеммах электрогидравлического агрегата, которые по амплитуде могут превышать амплитуду сигнала управления.

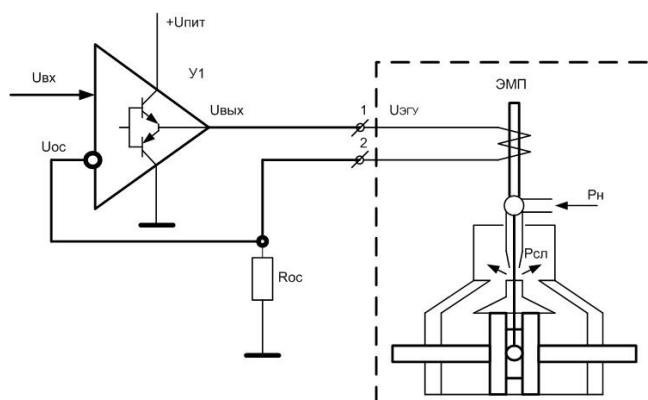


Рис.2 Схема подключения электрогидравлического преобразователя «струйная трубка» привода к электронному усилителю  
 Uэгу – обмотка преобразователя, Pн – линия подачи давления нагнетания, Pсл – линия слива

Рассмотрим процессы, происходящие в контуре электромагнитный преобразователь (ЭМП) - усилитель при отключенном электропитании усилителя мощности по упрощенной схеме подключения (рис. 2). При подключенной обмотке ЭМП к электронному усилителю мощности ЭМП можно рассматривать как источник ЭДС, электрическая цепь которого замкнута на комплексное (активное и реактивное) сопротивление элементов выходного каскада усилителя. При определенных параметрах элементов в контуре возникают незатухающие колебания. Источником энергии для поддержания колебаний является наличие давления Pн, вызывающее возникновение гидродинамических сил, воздействующих на струйную трубку. При этом напомним, что это явление возникает независимо от того, подано ли электропитание на выходной каскад или нет.

При подключенном электропитании усилителя мощности в контуре ЭМП-усилитель происходят следующие процессы. Выходные каскады большинства усилителей мощности являются следящими системами по отношению к параметрам выходного сигнала т.е. следящими системами с контурами обратной связи по току или напряжению (см. Рис.1 Рис.2). При появлении на выходе усилителя (на нагрузке) напряжения ЭДС индукции ЭМП, оно по цепи токовой ОС поступает на вход усилителя, и усилитель генерирует на выходе противофазное напряжение с запаздыванием по фазе, которое может привести к появлению автоколебаний в контуре управления распределительным клапаном. В результате выходное звено привода совершает интенсивные хаотические перемещения с малой амплитудой (не более 0,25-0,5 мм), которые сопровождаются вибрацией и повышенным шумом, напоминающим звук работающего отбойного молотка. Работа гидравлического агрегата в режиме автоколебаний может привести к разрушению элементов гидравлической системы, а также конструкции устройства.

#### Пути обеспечения устойчивой работы электрогидравлических приводов.

Причиной неустойчивой работы привода является взаимодействие электрогидравлического преобразователя «струйная трубка» с колебательным контуром, образованным обмоткой ЭМП, комплексным (индуктивным, емкостным, активным) сопротивлением линии связи и выходным каскадом усилителя. При этом переменная составляющая тока в

обмотке ЭМП создаёт моменты, поддерживающие незатухающие колебания в контуре управления распределительным клапаном.

Одним из способов устранения таких колебаний является разнесение резонансных частот электрического и гидромеханического колебательных контуров и снижение их добротностей путем увеличения демпфирования. Более доступным на практике является изменение параметров электрического колебательного контура. Собственная частота якоря электрогидравлического преобразователя находится в диапазоне 300-400 Гц.

Постоянная времени преобразователя определяется по формуле:

$$T_{\text{ЭМП}} = \sqrt{\frac{m}{C_{\text{ЭМП}}}}, \quad (1)$$

где  $m$  – масса подвижных частей преобразователя,  $C_{\text{ЭМП}}$  – коэффициент обобщенной жесткости, обусловленный действием механической и электромагнитной пружины якоря.

Электрическая постоянная времени преобразователя равна

$$T = RC \text{ или } T = \sqrt{LC}, \quad (2)$$

Выразив  $T$  через частоту получим:

$$\omega = \frac{1}{T} \text{ или } f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3)$$

Собственная частота контура ( $f$ ), образованного индуктивностью ( $L$ ) обмотки преобразователя ЭМП и усилителя, а также приведенной емкостью ( $C$ ), включающую собственную емкость обмотки, паразитные емкости монтажа и линий связи, выходную емкость усилителя, будет определяться по формуле:

$$f = \frac{1}{\sqrt{LC}} \quad (4)$$

Из вышесказанного следует, что система «ЭМП – усилитель» представляет собой цепочку из двух колебательных звеньев. По паспортным данным (по принципиальной схеме или экспериментально) определяется выходное сопротивление усилителя мощности, определяется выходная емкость усилителя. Частота резонанса контура усилитель-ЭМП определяется по выражениям (2)-(4), после чего проводится оценка запасов устойчивости, и, при необходимости, для обеспечения устойчивой работы во всем рабочем диапазоне температур и давлений принимается решение по изменению параметров контура.

Рассмотрим один из методов определения частоты собственных колебаний ЭМП, точность которого приемлема для практического применения.

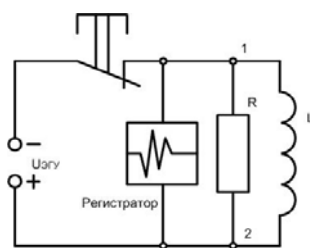


Рис.3. Упрощенная схема определения собственной частоты ЭМП

$L$  – обмотка ЭМП;

$R$  – добавочное сопротивление

Для проведения измерений частоты собственных колебаний ЭМП, к выводам 1 и 2 обмотки ЭМП (рис.3) подключен регистратор (цифровой осциллограф) и нагрузочный резистор сопротивлением 30-100 кОм, который предназначен для устранения влияния помех на результаты измерений. При наличии датчика положения золотника гидравлического агрегата на регистрацию необходимо выводить также и сигналы от датчика положения золотника.

Измерения проводят в следующей последовательности:

На выводы 1 и 2 обмотки ЭМП подают напряжение постоянного тока, обеспечивающее отклонение трубки (золотника) в крайнее положение. Величину подаваемого напряжения рекомендуется выбирать в пределах не более

0,5 максимального рабочего напряжения (по паспортным данным). Нажатием кнопки S снимается напряжение постоянного тока. В этот момент струйная трубка начинает движение к своему нейтральному положению, при этом на регистрационных шлейфах будет отмечен период (частота) свободных колебаний золотника.

При проектировании гидроприводов с цифровым регулятором также необходимо учитывать нестабильность некоторых параметров гидроагрегатов, таких как постоянная времени ЭГУ и зона нечувствительности. При номинальном давлении гидравлического питания и рабочей температуре 40-50 градусов постоянная времени большинства современных ЭГУ не превышает 8-12 мс. Постоянная времени ЭГУ увеличивается при понижении температуры рабочей жидкости. Так при понижении температуры до минус 30 градусов по Цельсию постоянная времени Тэгу увеличивается в два раза. При понижении давления гидравлического питания постоянная времени ЭГУ увеличивается. При снижении температуры рабочей жидкости и уровня давления коэффициент передачи Кэгу уменьшается.

#### **Выводы**

1. Выполнена сравнительная оценка характеристик гидроприводов с цифровым и аналоговым управлением, которая позволяет определить необходимые параметры цифрового контура управления.
2. Проведено исследование динамических процессов, происходящих в контуре электромеханического преобразователя гидравлических агрегатов со струйной трубкой.
3. Рассмотрены основные свойства электрогидравлических усилителей мощности типа «сопло-заслонка» и «струйная трубка», и выделены факторы, оказывающие существенное влияние на характеристики привода.
4. По результатам исследований предложены пути и методы, позволяющие обеспечить устойчивую работу электрогидравлических приводов со струйной трубкой и управлением от цифровых контроллеров.

#### **Л и т е р а т у р а**

1. С.В. Костин, Б.И. Петров, Н.С. Гамынин «Рулевые приводы». Москва, «Машиностроение», 1973, 205 с.
2. Редько П.Г. «Повышение безотказности и улучшение характеристик электрогидравлических следящих приводов». Москва, Издательский центр МГТУ «Станкин» «Янус-К», 2002, 230 с.

**УДК 621.22.011**

**Лисенко В.С., Буслов В.К., Таурит Т.Г.**

#### **СТРУКТУРНІ СХЕМИ ГІДРОПЕРЕДАЧ З ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ**

Наведено математичні моделі і структурні схеми систем управління, які дозволяють визначити динамічні характеристики, такі як сталість, точність та швидкість. Рис.4. Дж.6.

**Вступ.** В промисловості широкого застосування набули гідросистеми з дросельним регулювання швидкості робочого органу, які не потребують дорогих і складних регульованих насосів.

Розглянемо схему з дроселем або регулятором витрати, встановленим на вході гідродвигуна (циліндра), яка показана на рис.1.

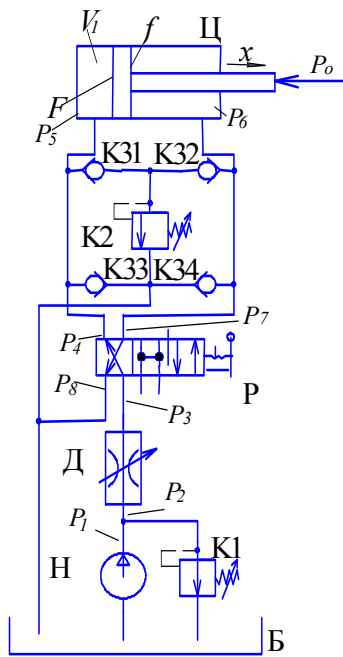


Рис.1. Розрахункова схема гідропередачі з дроселем на вході гідродвигуна

Розглянемо роботу гідропередачі при встановленні гідророзподільника Р (рис.1) у ліву позицію і висуванні штока гідроциліндра. Будемо вважати, що насос Н встановлений безпосередньо у баку гідростанції і занурений у робочій рідині, тому втратами тиску у всмоктуючому трубопроводі насоса можливо зневажати. Нехай дросель Д встановлений поряд з розподільником Р, тому втратами тиску у місцевих опорах та по довжині на ділянках трубопроводу дросель – розподільник також будемо зневажати у зв'язку з їх невеликим значенням. Ковзанням приводного двигуна насоса також зневажаємо.

**Математична модель та структурні схеми системи управління.** Розглянемо математичну модель і побудуємо структурну схему системи управління гідропередачі по рис.1, де, наприклад управляючий сигнал  $\alpha$ , що характеризує площу прохідного перерізу дроселя, може змінюватись по заданій програмі.

Позначимо тиски на певних ділянках системи (рис.1) через  $p_1, \dots, p_8$ , де  $p_1, p_2, p_3$  - тиск рідини на виході насоса, вході дроселя, розподільника;  $p_4, p_5, p_6$  - тиски на виході розподільника, вході у поршньову порожнину та виході з штокової порожнини гідроциліндра;  $p_7, p_8$  - тиски на вході та виході зливного каналу гідророзподільника.

Враховуючі втрати тиску по довжині каналів у апаратах та місцевих опорах, нехтуючи силами інерції маємо

$$p_1 - p_2 = a_1 \dot{x} + a_2 \dot{x}^2; \quad (1)$$

$$p_3 - p_4 = a_3 \dot{x}; \quad (2)$$

$$p_4 - p_5 = a_4 \dot{x} + a_5 \dot{x}^2; \quad (3)$$

**Опис роботи системи управління.** В такій схемі тиск в порожнинах циліндра менше у порівнянні, наприклад, зі схемою з дроселем на виході, тому тут знижуються сили тертя і поліпшується робота ущільнень. В той же час необхідно враховувати, що така схема не придатна для роботи в режимах знакозмінного або від'ємного навантаження.

У гідропередачах може бути встановлений безпосередньо на гідроциліндрі запобіжний клапан К2 прямої дії у випадку значних миттєво зростаючих сил, що доцільно при досить довгих трубопроводах. Зворотні клапани К31, ..., К34 забезпечують захист гідропередачі від перевантаження при різних напрямках руху гідроциліндра і підживлення його порожнини з гідробака Б у випадку виникнення у них можливого вакууму.

При досить великих допустимих відхиленнях регульованої величини і невеликих значеннях зміни навантаження в системі по рис.1 може бути встановлений дросель Д, а при більш жорстких умовах до точності процесу регулювання – регулятор витрати РВ замість дроселя Д. Рекомендується в таких системах використовувати регулятори витрати з розвантаженими від радіальних сил тиску рідини рухомими елементами, що не потребують значних зусиль вхідного сигналу і мають можливість працювати по заданій програмі [5].

$$p_6 - p_7 = a_6 \dot{x} + a_7 \dot{x}^2; \quad (4)$$

$$p_7 - p_8 = a_8 \dot{x}; \quad (5)$$

$$p_8 = a_9 \dot{x} + a_{10} \dot{x}^2, \quad (6)$$

де  $a_1, a_4, a_6, a_8, a_9$  - коефіцієнти втрат тиску по довжині каналів при ламінарному русі рідини;  $a_3$  - коефіцієнт втрат тиску у гідророзподільнику;  $a_2, a_5, a_7, a_{10}$  - сумарні коефіцієнти втрат тиску у місцевих опорах та по довжині каналів при турбулентному русі рідини [1].

З умови нерозривності потоку рідини теоретична витрата насоса

$$Q_{тн} = Q_{др} + Q_{K1} + Q_{вн}; \quad (7)$$

$$Q_{др} = F \dot{x} + Q_{ер} + Q_{вц} + Q_{C1} + Q_{K2}, \quad (8)$$

де  $Q_{др}$  - витрати робочої рідини через дросель Д;  $Q_{K1}$  - витрата через клапан тиску K1;  $Q_{вн}$  - витрати насоса;  $F, Q_{ер}, Q_{вц}, Q_{C1}, Q_{K2}$  - відповідно ефективна площа поршня гідроциліндра Ц, витрати гідророзподільника Р, циліндра та умовна витрата, викликана зміною тиску рідини у поршневій порожнині циліндра і ділянці трубопроводу дросель Д – поршнева порожнина циліндра Ц, а також витрати через клапан K2.

Оскільки витрати у насосі, циліндрі, розподільнику відбуваються через щілини, довжина яких на декілька порядків більша їх розміру, вважаємо, що режим течії у них ламінарний і витрати прямо пропорційні перепаду тиску у них. Визначимо ці витрати [1, 3, 5]

$$Q_{вн} = k_{кн} p_1; \quad (9)$$

$$Q_{ер} = k_{кр} (p_3 - p_8); \quad (10)$$

$$Q_{вц} = k_{кц} (p_5 - p_6); \quad (11)$$

$$Q_{C1} = \frac{V_1}{E_p} \dot{p}_5, \quad (12)$$

де  $k_{кн}, k_{кр}, k_{кц}$  - коефіцієнти витоків насоса, золотника, циліндра;  $V_1$  - об'єм поршневої порожнини гідроциліндра та ділянки трубопроводу дросель – поршнева порожнина гідроциліндра;  $E_p$  - модуль пружності робочої рідини при усесторонньому стисненні;  $\dot{p}_5$  - похідна по часу від тиску  $p_5$ .

Поточне значення об'єму

$$V_1 = V_0 + Fx, \quad (13)$$

де  $V_0$  - об'єм ділянки трубопроводу - дросель – поршнева порожнина гідроциліндра;  $x$  - поточне переміщення поршня.

Витрата через дросель [1]

$$Q_{др} = G \alpha \sqrt{p_2 - p_3}, \quad (14)$$

де провідність дроселя

$$G = \mu k \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \quad (15)$$

$\mu, k, \rho$  відповідно коефіцієнт витрат, незмінна координата площі регульованого дроселя та густина робочої рідини.

Статичні характеристики клапанів K1 та K2 апроксимовані залежностями

$$Q_{K1} = \begin{cases} k_{кп1} (p_1 - p_{10}), & p_1 \geq p_{10}; \\ 0, & p_1 < p_{10} \end{cases}; \quad Q_{K2} = \begin{cases} k_{кп2} (p_5 - p_{50}), & p_5 \geq p_{50}; \\ 0, & p_5 < p_{50}, \end{cases} \quad (16, 17)$$

де  $p_{10}, p_{50}$  – тиски, на відкриття яких настроєні клапани;  $k_{кп1}, k_{кп2}$  – коефіцієнти пропорційності, що враховують зміну тиску на ділянках трубопроводу.

Згідно з принципом Д'Аламбера рівняння діючих на поршень циліндра сил

$$m\ddot{x} = p_5 F - p_6 (F - f) - P_{оп} - k_e \dot{x} - k_m F (p_5 - p_6) - P_e, \quad (18)$$

де  $m$  – маса рухомих частин гідропередачі, приведена до штока циліндра;  $\ddot{x}, f$  – прискорення та площа штока циліндра;  $k_m, k_e, P_e$  – коефіцієнти контактного, рідинного тертя та постійно діюча сила (наприклад, вага вертикально рухаючих частин приводу), приведені до штока гідроциліндра.

Таким чином, математична модель системи управління швидкістю гідроциліндра з дроселем на вході описується залежностями

$$F s x = G \alpha \sqrt{p_2 - p_3} - k_{кр} (p_3 - p_8) - k_{ку} \left( \frac{V_0}{E k_{ку}} s + 1 \right) (p_5) + k_{ку} p_6 - Q_{к2} (p_5) - \frac{F}{E} x s p_5; \quad (19)$$

$$G \alpha \sqrt{p_2 - p_3} = Q_{мн} - k_{кн} p_1 - Q_{к1} (p_1); \quad (20)$$

$$p_1 = p_2 + a_1 s x + a_2 (s x)^2; \quad (21)$$

$$p_3 = p_5 + (a_3 + a_4) s x + a_5 (s x)^2; \quad (22)$$

$$p_6 = p_8 + (a_6 + a_8) s x + a_7 (s x)^2; \quad (23)$$

$$(1 - k_m) F p_5 = k_e \left( \frac{m}{k_e} s + 1 \right) s x + p_6 [(1 - k_m) F - f] + P_{оп} + P_e, \quad (24)$$

а також рівнянням (6), де  $s$  – символ похідної по часу.

Структурна схема гідропередачі по рис.1 представлена на рис.2. На схемі крім суттєво нелінійних ланок, визначених графічно їх статичними характеристиками, позначені відповідними знаками операції множення та ділення.

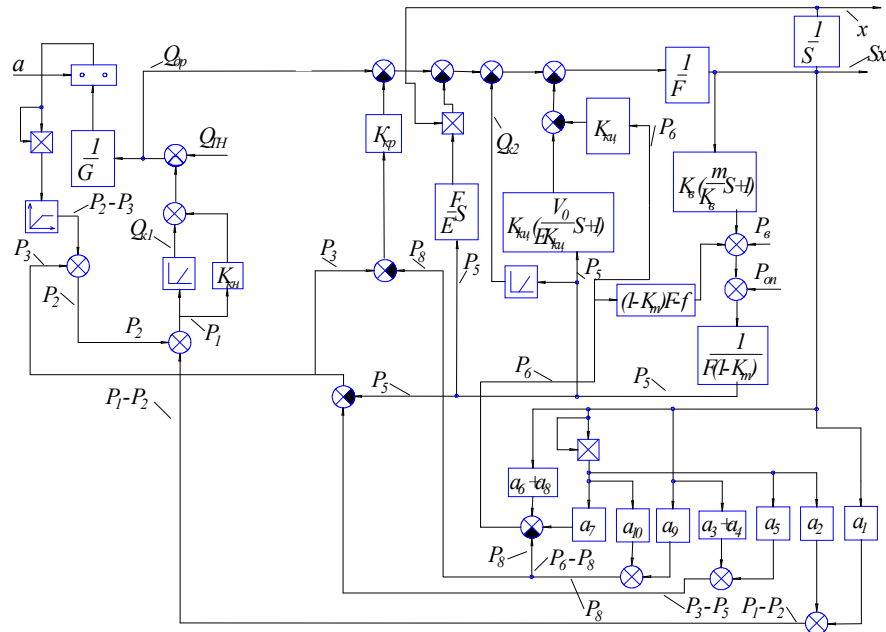


Рис.2. Структурна схема гідропередачі з дроселем на вході гідродвигуна

Розглянемо випадок, коли замість дроселя в схему по рис.1 встановлений стандартний регулятор витрати РВ, рис.3, де 1- дросель, 2 – золотник гідроклапана, 3 – діафрагма (дросель);  $p_{ex}$ ,  $p_{вих}$ ,  $p_{\partial}$  - тиски на вході, виході регулятора і вході дроселя [5].

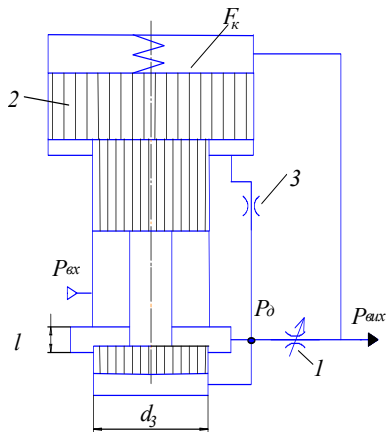


Рис.3. Розрахункова схема регулятора витрат

Нехтуючи силою інерції і в'язкого тертя золотника 2, втратами тиску у діафрагмі 3 у зв'язку з їх незначними величинами, запишемо відповідні рівняння витрат через регульований дросель, дросельний отвір між золотником та конусом, та рівняння сил, що діють на золотник 1, враховуючи сили тиску на торці золотника, пружини та гідродинамічну силу

$$Q_{\partial p} = \mu k \alpha \sqrt{p_{\partial} - p_{вих}} = G_1 \alpha \sqrt{p_{\partial} - p_{вих}}; \quad (25)$$

$$Q_{зол} = \mu \pi d_3 (l - y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ex} - p_{\partial})} = G_2 (l - y) \sqrt{p_{ex} - p_{\partial}}; \quad (26)$$

$$c(y_o + y) = F_K (p_{\partial} - p_{вих}) + A(l - y)(p_{ex} - p_{\partial}), \quad (27)$$

де  $A = 2\mu^2 \pi d_3 \cos \theta$ ;  $G_1$  та  $G_2$  – провідності дроселів, що визначаються по рівнянню(15);  $Q_{\partial p} \approx Q_{зол}$  - витрати через дросель регулятора

витрати та щілину клапана регулятора з діаметром  $d_3$  та початковою шириною  $l$  (рис.3);  $c$ ,  $y_o$ ,  $y$  - жорсткість, величина заневолення та поточна деформація пружини регулятора;  $F_K$  - площа грибовидної головки золотника 2;  $\theta$  - кут нахилу між напрямом гідродинамічної сили та віссю золотника 2.

Враховуючи, що при встановленні регулятора витрати РВ на вході гідроциліндра (рис.1) тиски  $p_{ex} = p_2$ ,  $p_{вих} = p_3$ , відповідна математична модель буде описуватись залежностями

$$F s x = G_1 \alpha \sqrt{p_{\partial} - p_3} - k_{кр} (p_3 - p_{\partial}) - k_{кц} \left( \frac{V_o}{E k_{кц}} s + 1 \right) (p_5) + k_{кц} p_6 - \quad (28)$$

$$- Q_{к2} (p_5) - \frac{F}{E} x s p_5;$$

$$G_1 \alpha \sqrt{p_{\partial} - p_3} = Q_{тн} - k_{кн} p_1 - Q_{к1} (p_1); \quad (29)$$

$$G_2 (l - y) \sqrt{p_2 - p_{\partial}} = G_1 \alpha \sqrt{p_{\partial} - p_3}; \quad (30)$$

$$c(y + y_o) = F_K p_{\partial} - F_K p_5 + A(l - y)(p_2 - p_{\partial}); \quad (31)$$

а також рівняннями (21)-(24), при цьому структурна схема системи регулювання представлена на рис.4.

Як і в попередньому випадку в схему введена нелінійність. На схемі крім суттєво нелінійних ланок, позначені відповідними знаками операції множення та ділення.

При зворотному русі поршня зі штоком, коли гідророзподільник Р переключений у праву по схемах рис.1 позицію, математичні моделі і структурні схеми систем автоматичного управління аналогічні розглянутим, але ефективні площі поршневої  $F$  та штокової  $(F - f)$  порожнини циліндра, а також їх об'єми  $V_1$  і  $V_2$  у всіх залежностях треба поміняти місцями.

У разі використання, як гідродвигуна, гідромотора у всіх залежностях і структурних схемах систем автоматичного управління регульованою величиною буде частота

обертання  $n_m$  гідромотора, збурювальним сигналом – обертальний момент  $M_{оп1}$  опору, площі  $F$  та  $(F - f)$  замінюються робочим об'ємом  $q_m$  гідромотора, а маса  $m$  – приведеним до вала гідромотора моментом інерції всіх рухомих частин приводу. Всі інші викладки у цьому випадку аналогічні розглянутим вище.

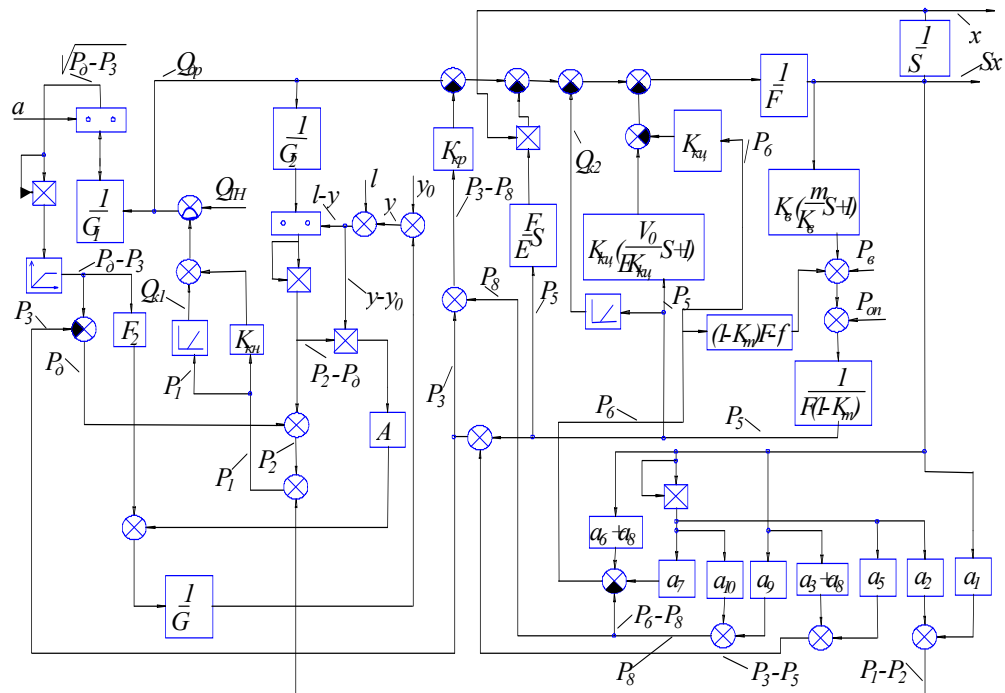


Рис.4. Структурна схема гідропередачі з регулятором витрати на виході гідродвигуна

Таким чином, представлені математичні моделі і структурні схеми систем управління або регулювання являють собою алгоритми, що дозволяють визначити сталість і показники точності та швидкості таких систем як по управляючому, так і по збурювальному сигналу – навантаженню, а саме сили опору  $P_{оп1}$  або обертальному моменту опору  $M_{оп1}$ .

Приведені структурні схеми математичних моделей не являються обов'язковими для всіх випадків використання. В залежності від кінцевої мети розрахунку модель може спростуватись або ускладнюватись. Спрощення може здійснюватись, наприклад, шляхом прийняття більшого числа величин постійними, знехтування втратами тиску в каналах корпусу, лінеаризацією нелінійностей. Модель ускладнюється при сумісній роботі декількох гідроапаратів.

**Висновки.** Розглянуті системи управління прості, дешеві, надійні у роботі і можуть застосовуватись як системи управління, а саме як системи управління швидкістю вихідної ланки гідропередачі безперервною або дискретною зміною управляючого сигналу по заданій програмі, де при постійному або змінному в незначному діапазоні навантаженні і незначних вимогах до точності як регульований орган може застосовуватись дросель, а при більш жорстких вимогах до якості показників системи регулювання – регулятор витрат.

Математичні моделі гідропередачі дозволяють цілеспрямовано проектувати гідропередачу з необхідними статичними і динамічними характеристиками.

## Л і т е р а т у р а

- 1.Абрамов Е.Ч., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. К.:Техника, 1977.-320 с.
- 2.Бесекиерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регу-лирования. М.: Наука, 1972, 768 с.
- 3.Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 376 с.
- 4.Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. М.: Машиностроение, 1976. 240 с.
- 5.Патент України № 13166. Бюл.1, 1997.
- 6.Свешников В.К. Усов А.А.. Станочные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1988. 512 с.

УДК 621.647.23

**Луговской А.Ф., Мовчанюк А.В.**

### **ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПЬЕЗОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА В СИСТЕМАХ МЕХАТРОНИКИ**

Рассмотрены пьезогидравлические низкочастотные и высокочастотные устройства, а также возможности их применения в качестве исполнительных устройств в системах мехатроники. Рис.8, ист.10

Современная тенденция в решении проблем автоматизации технологических процессов связана с широким внедрением систем мехатроники, построенных на базе микропроцессорной техники и исполнительных устройств с электрическим управлением.

Широкий круг задач автоматизации в машиностроении, приборостроении, химическом машиностроении, электронной промышленности, медицине и сельском хозяйстве удается решить за счет применения электрогидравлических исполнительных устройств. Однако традиционные электрогидравлические исполнительные устройства, например, линейные и поворотные объемные гидроприводы, электрогидравлические пропорциональные и дискретные распределительные и регулирующие устройства не позволяют обеспечить растущие потребности систем мехатроники в разнообразных высокоэффективных исполнительных устройствах, способных обеспечить решение задач автоматизации технологических процессов.

В известной литературе по мехатронике рассматриваются задачи автоматизации с использованием только традиционных исполнительных устройств, например, позиционных приводов, допускающих электронное регулирование своих параметров, что существенно сужает возможности данного направления в развитии техники [1].

Целью предлагаемой статьи является анализ возможности применения в системах мехатроники исполнительных устройств, построенных на базе пьезоэлектрических преобразователей.

В рассматриваемом классе исполнительных устройств в качестве электромеханического преобразователя используется пьезоэлектрическая керамика, которая в режиме обратного пьезоэффекта способна деформироваться при изменении подведенного электрического потенциала. Объем пьезокерамики при этом остается неизменным. В отличие от традиционных гидро и пневмоприводов, в которых связь с электронной системой управления осуществляется через электромеханический преобразователь, в основе работы которого лежит изменение электромагнитного поля, в пьезоэлектрическом преобразователе используется электрическое поле, что значительно повышает надежность и помехозащищенность исполнительных устройств в условиях внешних возмущающих электромагнитных полей.

Исполнительные устройства на базе пьезоэлектрических преобразователей создаются для двух режимов возбуждения – низкочастотного дорезонансного и резонансно-

го. Обычно с низкочастотным режимом возбуждения строятся исполнительные устройства позиционирования [2].

Пьезоэлектрическая керамика, обеспечивая деформацию, пропорциональную величине подведенного электрического напряжения, сама может выступать в роли позиционного исполнительного устройства. Получаемые при этом перемещения определяются зависимостью

$$\Delta l = l \cdot \left( d_{33} \cdot E - S_{33}^E \cdot \frac{P}{F} \right),$$

где  $\Delta l$  - величина деформации пьезоэлемента;  $l$  - длина пьезоэлемента в направлении деформации;  $d_{33}$  - пьезомодуль в направлении 33;  $E$  - напряженность электрического поля;  $S_{33}^E$  - модуль Юнга;  $F$  - площадь пьезокерамики;  $P$  - развиваемое усилие.

С целью уменьшения величины электрического напряжения, необходимого для получения заданного перемещения, керамику обычно секционируют, т.е. исполнительный пьезокерамический элемент создают в виде, установленных механически последовательно и подключенных электрически параллельно с соблюдением полярности, тонких пьезокерамических шайб (рис.1).

Такой составной пьезокерамический пакет при управляющем напряжении 400 В и толщине пакета порядка 100 мкм способен совершать перемещения до 100 мкм. Точность позиционирования может достигать десятых долей микрометра.

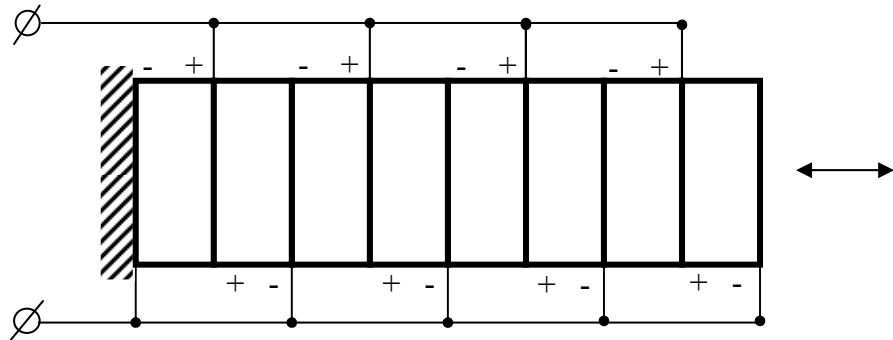


Рис.1. Пьезоэлектрический позиционный привод в виде составного пакета пьезокерамических шайб

При малых величинах нагрузок возможна биморфная конструкция исполнительного пьезокерамического устройства, образованная путем склейки или спайки пьезокерамических пластин и разнополюсного параллельного их подключения к управляющему напряжению (рис.2).

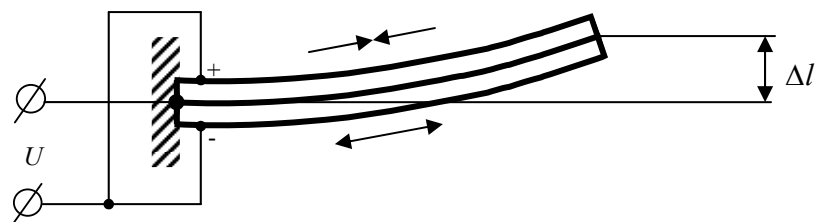


Рис.2. Биморфное пьезокерамическое исполнительное устройство

Пластина выгибается за счет того, что управляющее напряжение вызывает сжатие одного из склеенных по плоскости пьезоэлементов и растяжение другого.

Величина прогиба консольно закрепленного плоского биморфного элемента в холостом режиме может быть рассчитана согласно зависимости

$$\Delta l \approx 3 \cdot d_{31} \cdot \left(\frac{l}{h}\right)^2 \cdot U,$$

где  $d_{31}$  - пьезомодуль в направлении 31;  $h$  - толщина биморфного пьезоэлемента;  $U$  - подведенное электрическое напряжение.

Консольно закрепленная биморфная пластина длиной 60 мм и толщиной 1 мм при напряжении  $\pm 500$  В при отсутствии нагрузки обеспечивает перемещение  $\pm 0,3$  мм. Прочность конструкции достигается за счет армирования плоским центральным электродом.

Известно применение биморфной пьезокерамической пластины в качестве электро-механического преобразователя в гидроусилителе «сопло-заслонка». В этом случае пьезоэлемент выполняет роль заслонки, изменяющей проводимость регулируемых дросселей в гидравлической мостовой схеме, в диагонали которой установлен силовой распределительный золотник.

Составные пакетные и биморфные пьезоэлектрические преобразователи, обладая возможностями тонкого пропорционального или дискретного регулирования, могут выступать в роли быстродействующих приводных элементов гидравлических дросселирующих устройств различного исполнения. Например, на базе биморфных пьезокерамических пластин строятся регуляторы расхода жидкости с дросселями переменной проводимости типа «сопло-заслонка», частота срабатывания которых достигает 1 кГц. (рис.3).



Рис. 3. Дозатор жидкости на базе биморфных пьезокерамических элементов

На базе составного пьезокерамического пакета, способного развивать достаточно большие усилия, строятся короткоходовые пьезогидравлические приводы, в которых за счет применения гидравлических мультипликаторов достигаются перемещения до 1 мм (рис.4) [3, 4]. Точность позиционирования достигает единиц микрометров. Ухудшение точности позиционирования за счет гистерезиса пьезокерамики удается избежать электрическими корректировками.

В таких герметичных мультипликаторах применяются жидкости с высокими значениями модуля объемной упругости, проводится обязательная дегазация жидкости, а сборка мультипликаторов проводится без доступа воздуха. Используются этиленгликолевые жидкости или жидкие металлы. При расчете таких мультипликаторов необходимо учитывать и упругость мембран, т.е. принимать во внимание приведенные значения модуля объемной упругости жидкости [5].

Для повышения прочности пьезокерамического пакета используют армирование центральным болтом или встречно устанавливают идентичный пакет (рис.3).

Короткоходовые пьезогидравлические приводы лежат в основе современных мехатронных систем адаптивных зеркал, способных изменять в следящем режиме свою

кривизну, адаптивных зажимных приспособлений роботизированных комплексов, а также мехатронных систем электронно-управляемых дизельных двигателей.

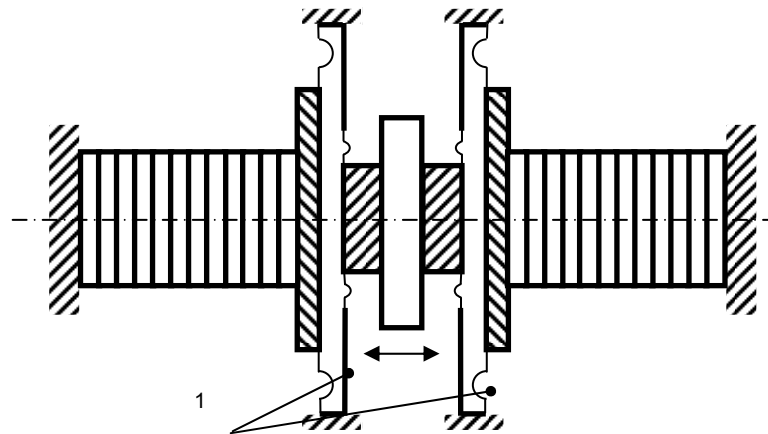


Рис.4. Пьезоэлектрический привод с гидравлическим мультипликатором (1- мембранные гидравлические мультипликаторы)

Низкочастотные пьезоэлектрические преобразователи позволяют создать электрогидравлические длинноходовые приводы машинного регулирования скорости. Такие приводы, в отличие от приводов дроссельного регулирования, имеют высокий КПД и не требуют наличия громоздкого гидравлического бака. Пьезоэлектрические преобразователи позволяют этим автономным приводам работать в адаптивных мехатронных системах с частотно-импульсным управлением. Пример схемы подобного привода представлен на рис.5 [6]. Корпус 1 привода заполнен дегазированной этиленгликолевой жидкостью. В корпусе размещены сжатые пьезокерамические составные пакеты 2, 3, 4 и 5. Пьезокерамические пакеты упираются в поршни 7 и 8. Поршни 7 и 8 находятся внутри подвижной гильзы 6, связанной с рабочим органом. Внутри поршней размещены электрогидравлические двухпозиционные клапаны. Электронная система управления обеспечивает подключение пьезоэлектрических преобразователей и клапанов к питающему напряжению в соответствии с запрограммированной последовательностью. В результате на каждый управляющий импульс за счет перистальтического движения преобразователей и клапанов определенный объем жидкости переносится из одной крайней полости корпуса в другую. Это приводит к перемещению гильзы 6 на один шаг. Путь перемещения гильзы определяется количеством поданных импульсов, а скорость перемещения – частотой импульсов. Величиной подаваемого на составные пьезопакеты напряжения можно регулировать объем жидкости, соответствующий одному управляющему импульсу, т.е. обеспечить адаптацию привода к технологическим потребностям. Для компенсации температурного расширения жидкости и возможных утечек схема может предусматривать расширительный пневмогидравлический аккумулятор [7].

Широкую гамму исполнительных устройств мехатронных систем составляют резонансные пьезогидравлические аппараты. Эти устройства отличаются высоким КПД пьезоэлектрических преобразователей, возбуждаемых в режиме резонанса. Частота резонанса обычно лежит в диапазоне 18 кГц – 5 МГц. На базе таких преобразователей строятся ультразвуковые диспергаторы, обеспечивающие получение мелкодисперсного аэрозоля путем распыления в тонком слое или в фонтане (рис.6) [8].

Акустическая система диспергатора с распылением в тонком слое обеспечивает возбуждение ультразвуковых резонансных продольных колебаний. При этом по длине

диспергатора устанавливается стоячая волна деформации, а на торцевой распыляющей поверхности за счет трансформатора скорости обеспечивается получение амплитуды колебаний, достаточной для разрушения межмолекулярных связей.

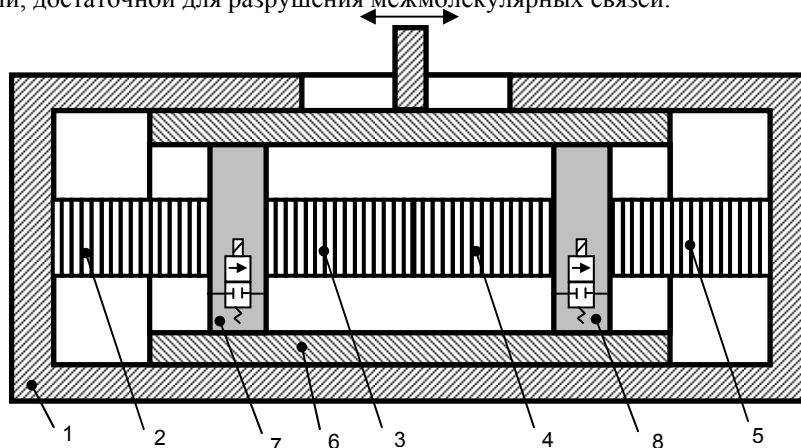


Рис. 5. Пьезогидравлический привод с машинным регулированием скорости

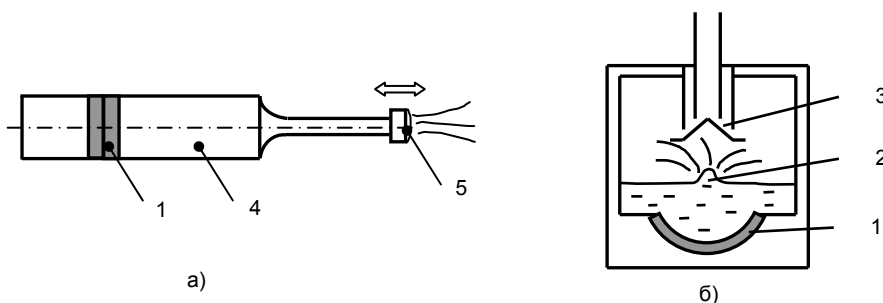


Рис.6. Схемы реализации ультразвукового распыления в тонком слое (а) и в фонтане (б) с подводом акустической энергии со стороны жидкости (1 – плоский и полусферический пьезоэлектрические преобразователи; 2 - ультразвуковой фонтан; 3 – отражатель крупных капель; 4 - трансформатор скорости; 5 – слой жидкости на вибрирующей поверхности)

В диспергаторах с распылением в фонтане концентрация ультразвуковой энергии достигается за счет фокусировки бегущей волны деформации в фокальной точке акустической линзы или полусферического пьезокерамического элемента.

При распылении в тонком слое образуется аэрозоль с дисперсностью 5...30 мкм, что позволяет за счет геометрии поверхности распыления сформировать заданную форму факела распыла.

При распылении в фонтане образуется аэрозоль с дисперсностью 0,5...5 мкм. В этом случае отлетающие капельки аэрозоля, обладая очень малым количеством движения, не позволяют сформировать факел.

Ультразвуковые диспергаторы, как исполнительные устройства мехатронных систем, допускают электронное регулирование производительности процесса распыления, например, с помощью широтно-импульсной модуляции или электронноуправляемых дозаторов [9]. Регулирование дисперсности получаемого аэрозоля при заданной резонансной частоте может быть в определенных пределах достигнуто за счет изменения амплитуды электрических колебаний.

Примеры конструкций ультразвуковых диспергаторов на производительности по воде 50 мл/мин и 2500 мл/мин представлены на рис.7.

На базе резонансных ультразвуковых пьезоэлектрических преобразователей строятся маломощные устройства транспортировки жидкости, допускающие тонкую электронную регулировку производительности [10].

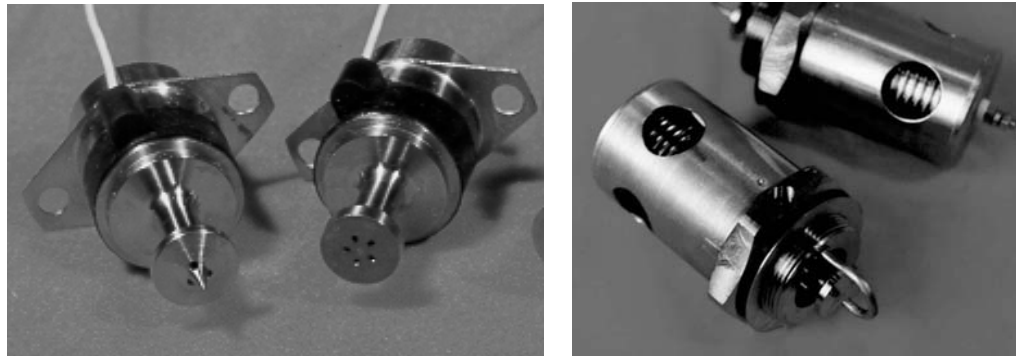


Рис. 7. Ультразвуковые диспергаторы для распыления в тонком слое

Резонансными исполнительными устройствами являются также проточные и непроточные ультразвуковые кавитационные камеры и ванны, предназначенные для активирования, перемешивания и обеззараживания жидкостей, а также для очистки деталей сложной конфигурации (рис.8). Известно применение проточных кавитационных камер в технологическом процессе добычи нефти для обработки пластовой воды. В системах мехатроники такие устройства допускают электронное пропорциональное и широтно-импульсное регулирование интенсивности кавитации.

Таким образом, представленные пьезогидравлические низкочастотные и высокочастотные исполнительные устройства благодаря возможностям электронного регулирования характеристик позволяют рассматривать их в качестве элементной базы мехатронных систем, что позволит существенно увеличить круг задач автоматизации технологических процессов, решаемых с помощью средств мехатроники.



Рис.8. Проточная и непроточная ультразвуковые кавитационные камеры

## Л и т е р а т у р а

1. Mechatronika/ pod kier. Dietmara Schmida.- Polish edition REA, Warszawa.- 2002.- 384p.
2. Луговской А.Ф., Тихенко В.Н., Жеглова В.М. Использование электрогидравлических устройств с пьезокерамическими элементами в мехатронных системах станков // Материалы научно-технической конф. «Новые и нетрадиционные технологии в ресурсо- и энергосбережении», г.Одесса. - Киев: АТМ Украины, 2006.- С. 61-65.
3. Зажимное приспособление: А.с. 1646778 СССР, МКИ В 23 Q 3/08 / Н.П. Стародуб, А.А. Кошелювский, В.И. Талько, А.Ф. Луговской – Бюл. №17.- 1988. - 3с.
4. Луговской А.Ф., Узунов А.В. Пьезоэлектрические преобразователи для реализации сборочных операций // Вестник Киевского политехнического института. Машиностроение.- Киев: Вища школа,1989. - Вып.26. – С.
5. Луговской А.Ф. Методика расчета приведенного модуля объемной упругости жидкости в гидроприводах с мембранными элементами // Гидропривод и гидропневмоавтоматика.- Киев: Техніка,1989. - Вып.25.- С.
6. Пьезогидравлический позиционер: А.с. 1295045 СССР, МКИ F 15 В 11/12 / А.Ф. Луговской, А.В. Узунов, А.Ф. Домрачев, Е.В. Чернышев – Бюл. №9. – 1987. – 2с.
7. Пьезогидравлический шаговый привод: А.с. 1383013 СССР, МКИ F 15 В 11/12 / А.Ф. Луговской, А.В. Узунов – Бюл. №11. – 1988. – 3с.
8. Луговський О.Ф., Яхно О.М. Ультразвукове розпилення рідини та можливості його застосування в технологічних процесах // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Всеукраїнський збірник наукових праць. – 2004. – Вип. 64. - С. 49-55.
9. Луговской А.Ф. Системы подачи жидкости и регулирования производительности в ультразвуковых диспергаторах // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць. - 2001. – Вип. 129. - Ч.2. – С. 137-141.
10. Луговський О.Ф. Перенос рідини в щілині з хвилею деформації, що біжить // Вестник Национального технического университета Украины «КПИ». Машиностроение. - 2001. - Вип. 41. - С. 14–19.

УДК 621.225.2001.24

**Лурье З.Я., Ремарчук Н.П., Федоренко И.М.**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОАГРЕГАТОВ СТАЦИОНАРНЫХ МАШИН**

Изложен экспериментально-теоретический метод оценки состояния гидроагрегата технологической машины, основанный на балансе распределения энергии от внешнего источника до выходного вала. Рис.2. Ист.3.

#### **Введение**

При производстве металлопродукции одним из основных показателей рентабельности является количество затраченной электроэнергии, кВт ч / т. В цехе холодного проката «ОАО Запорожсталь» эта величина в 2005 году составляла в среднем 78, то в 2006 году 58 кВт ч / т. Современная политика предприятия в области повышения рентабельности производства направлена на применение энергосберегающих технологий.

В соответствии техпроцессом производства тонколистового проката в данном цехе используется до 100 единиц технологических машин. Для внедрения энергосберегающих технологий возникла необходимость в проведении теоретических и экспериментальных исследований функционирования гидроагрегатов технологических машин, оценке энергетических и экономических показателей, а также установлении характера изменения общего КПД и создание диагностических комплексов для оценки состояния гидрооборудования.

Основное требование, которому должен удовлетворять рационально построенный гидроагрегат – обеспечение заданной производительности машины в соответствии технологическому циклу. Общая эффективность работы гидроагрегатов будет зависеть не только от рабочей циклограммы, но и от уровня их обслуживания. Удельный расход электроэнергии на единицу продукции и эксплуатационные затраты во многих промышленных предприятиях и производственных процессах нормируются и служат характеристикой экономичности производства.

Известные (общепринятые) методы диагностирования (статопараметрический, поагрегатный и др.) не в полной мере учитывают особенности функционирования реальных гидроагрегатов в рабочих циклах технологических машин и не предусматривают определение фактических значений энергетических потерь и в целом КПД гидроагрегата.

#### **Цель и задачи исследований**

Целью данных исследований является разработка методики оценки уровня потребляемой энергии в соответствии с рабочей циклограммой (оптимизация энергоиспользования) и определение граничнодопустимого снижения общего КПД гидроагрегата.

При энергетических исследованиях необходимо рассматривать гидроагрегат как систему, в которой гидравлическая энергия преобразуется в механическую и передается на рабочий орган технологической машины за счет внешнего источника энергии. В качестве внешних источников обычно используются электрические машины и двигатели внутреннего сгорания, отличающиеся энергетическими показателями и механическими характеристиками.

Преобразование энергии из одного вида в другой неизбежно связано с потерями в электрической и гидравлической частях гидроагрегата. Параметры мощности потока энергии, потерь и вращающих моментов представляют комплекс вопросов, имеющих существенное значение для проведения энергетических исследований. Рассмотрим здесь энергетические диаграммы гидроагрегата на примере гидрофицированного сматывателя рулонов [3].

В качестве внешнего источника энергии используются асинхронные двигатели мощностью 55 кВт и частотой вращения 980 об/мин, жестко связанные с аксиально-поршневыми насосами НАР74-224/320 постоянной производительности.

Передача гидравлической энергии в механическую осуществляется с помощью гидроцилиндров с ходом штока 2100 мм, диаметром поршня 220 мм и штока – 140 мм. В рабочем цикле внешняя нагрузка определяется массой механического оборудования и весом рулонов листового проката (8 или 16т).

Закон перемещения нагрузки задается и осуществляется с помощью гидрооборудования с дроссельным управлением. С точки зрения энергетики это является наилучшим вариантом, когда расход рабочей жидкости, обеспечиваемый насосом постоянной производительности, определяется в зависимости от наибольшего требуемого расхода, а избыток жидкости сливается через переливной клапан. В этом случае на вход гидроагрегата подается постоянная мощность, большая часть которой расходуется на нагрев рабочей жидкости, протекающей через переливной клапан.

#### **Математическое описание объекта исследований.**

Математическая модель процесса распределения энергии в гидроагрегате представляется диаграммой, показанной на рис.1.

Пусть  $P$  – подводимая к электродвигателю мощность. Часть этой мощности  $P_{M1}$  тратится на потери в обмотке статора, а оставшая часть преобразовывается в мощность вращающегося магнитного потока  $P_{Bpn}$ . При этом возникают потери в стали сердечника статора  $P_c$ . Таким образом, электромагнитная мощность равна

$$P_{Эм} = P - P_{M1} - P_c. \quad (1)$$

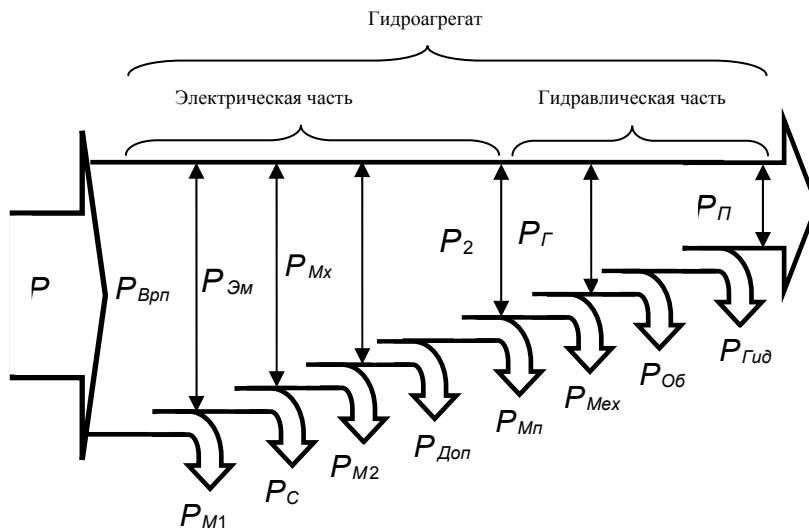


Рис.1. Баланс распределения энергии в гидроагрегате сматывателя рулонов

Электромагнитная мощность передается через зазор на ротор. С учетом потерь в роторе  $P_{M2}$  механическая мощность  $P_{Mx}$ , развиваемая электродвигателем на валу, равна

$$P_{Mx} = P_{Эм} - P_{M2}. \quad (2)$$

Полезно отдаваемая электродвигателем на вал насоса механическая мощность  $P_2$  меньше мощности  $P_M$  на величину механических потерь  $P_{Mn}$  и дополнительных потерь  $P_{Доп}$

$$P_2 = P_{Mx} - P_{Mn} - P_{Доп}. \quad (3)$$

Далее поток передаваемой мощности уменьшается за счет потерь в гидравлической части. Эти потери мощности делятся на механические, объемные и гидравлические. Механическими потерями  $P_{Mех}$  являются потери на трение в подшипниках, в уплотнениях валов насоса, гидромотора, штока и поршня гидроцилиндра, в плунжерных парах. Мощность, остающаяся за вычетом механических потерь, принято называть гидравлической  $P_G$

$$P_G = P_2 - P_{Mех}. \quad (4)$$

Потери энергии, обусловленные утечками рабочей жидкости через зазоры, относятся к объемным  $P_{Об}$ . Гидравлическое сопротивление в гидроагрегате порождает гидравлические потери энергии  $P_{Гид}$ .

Суммарная величина всех энергетических потерь в гидроагрегате будет равна

$$P_{\Sigma} = P_{M1} + P_C + P_{M2} + P_{Доп} + P_{Mn} + P_{Mех} + P_{Об} + P_{Гид}. \quad (5)$$

Таким образом, для полезной мощности  $P_{П}$ , которая отдается на штоке силового гидроцилиндра и совершает полезную работу, можно записать уравнение баланса энергии

$$P_{П} = P - (P_{M1} + P_C + P_{M2} + P_{Доп} + P_{Mn} + P_{Mех} + P_{Об} + P_{Гид}) = P - P_{\Sigma}. \quad (6)$$

Общий КПД гидроагрегата, показывающий эффективность его функционирования, т.е. соотношение полезной мощности к потребленной, определяется по формуле

$$\eta = \frac{P_n}{P}. \quad (7)$$

Электродвигатель нагружает питающую электрическую сеть мощностью

$$P = z U_\phi I_\phi \cos \varphi, \quad (8)$$

где  $z$  - число фаз,

$U_\phi$  - фазное напряжение питающей сети,

$I_\phi$  - фазный ток,

$\cos \varphi$  - коэффициент мощности, учитывающий сдвиг фаз между мгновенными значениями  $U_\phi$  и  $I_\phi$ .

Полезная мощность на выходном валу гидроагрегата определяется по формулам

$$P_n = M_H \omega_\phi \quad (\text{для гидромотора}), \quad (9)$$

$$P_M = F_H V_\phi \quad (\text{для гидроцилиндра}), \quad (10)$$

где  $M_H$  - момент сопротивления на валу гидромотора;

$\omega_\phi$  - фактическая угловая скорость вращения гидромотора;

$F_H$  - внешняя нагрузка, приложенная к штоку гидроцилиндра;

$V_\phi$  - фактическая скорость перемещения штока гидроцилиндра.

С учетом уравнений (8) и (10) выражение (7) записывается следующим образом:

$$\eta = \frac{P_n}{P} = \frac{F_H V_\phi}{z U_\phi I_\phi \cos \varphi}. \quad (11)$$

Величину силы внешней нагрузки  $F_H$  и скорость  $V_\phi$  определяем по методике, приведенной в работе [1].

$$F_H = S (p_n (1 - K_{Tr}) - p_{ш} (1 - \varepsilon^2)), \quad (12)$$

где  $S$  - площадь поверхности поршня гидроцилиндра;

$p_n, p_{ш}$  - давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра;

$K_{Tr}$  - коэффициент, учитывающий трение в подвижных соединениях и уплотняющих узлах гидроцилиндра;

$\varepsilon$  - коэффициент, определяемый как отношение диаметра штока к диаметру поршня гидроцилиндра.

Так как нагрузка на штоке гидроцилиндра является знакопеременной, то информативней всего для определения усилия использовать первичный преобразователь усилия, учитывающий направление воздействия силы  $F_H$  и измеряющий ее абсолютное значение  $|\pm F_H|$ .

С учетом приведенных зависимостей, общий КПД гидроагрегата определяется по формулам

$$\eta = \frac{S (p_n (1 - K_{Tr}) - p_{ш} (1 - \varepsilon^2)) V_\phi}{z U_\phi I_\phi \cos \varphi}. \quad (13)$$

$$\eta = \frac{|\pm F_H| V_\phi}{z U_\phi I_\phi \cos \varphi}. \quad (14)$$

Рабочий цикл гидроагрегата всегда происходит с непостоянной нагрузкой и, как следствие, с изменяющимися во времени  $F_H$ ,  $V_\phi$ ,  $U_\phi$ ,  $I_\phi$ ,  $\cos \varphi$ . Поэтому более практическое значение имеет интегральный или эксплуатационный КПД, который определяется как

$$\eta_{\text{э}} = \frac{\int_0^{t_{\text{ц}}} P_H dt}{\int_0^{t_{\text{ц}}} P dt} = \frac{A_H}{A}. \quad (15)$$

В формуле (15) интегрирование распространяется на весь период технологического цикла: рабочий ход, холостой ход, пуск, торможение, остановка и др. В результате интегрирования определяются полезная работа  $A_H$  и полная совершенная работа  $A$  за период от 0 до  $t_{\text{ц}}$  (за время рабочего цикла), а их отношение представляет собой общий КПД гидроагрегата.

Полученная зависимость для определения КПД полностью учитывает все потери в гидроагрегате при статических и динамических режимах и является математической моделью при создании диагностического комплекса для энергетических испытаний.

Функциональная схема для проведения энергетических исследований гидроагрегата технологической машины представлена на рис.2

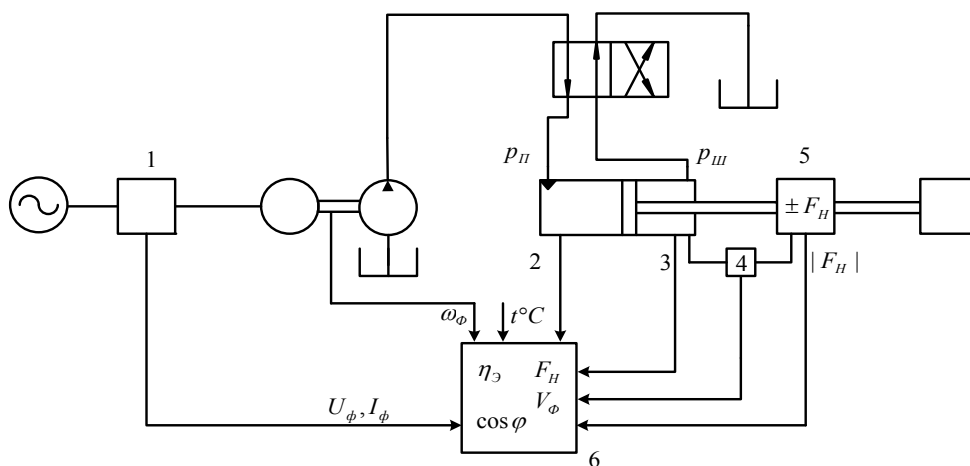


Рис. 2. Схема подключения комплекса к агрегату технологической машины

В измерительный комплекс входят:

- 1 – блок гальванической развязки для измерения  $U_\phi$ ,  $I_\phi$ ;
- 2,3 – первичные гидравлические преобразователи давления для измерения  $P_{II}$ ,  $P_{III}$ ;
- 4 – первичный преобразователь перемещения штока цилиндра;
- 5 – первичный преобразователь усилия на штоке гидроцилиндра;
- 6 – вычислительный блок.

В качестве основы для проведения исследования будет использован усовершенствованный комплекс, описанный в статье [2].

#### Выводы

1. Разработан экспериментально-теоретический метод оценки состояния гидроагрегата технологической машины, основанный на балансе распределения энергии от внешнего источника до выходного вала.

2. Разработанная функциональная схема может служить основой для создания диагностического комплекса определения энергетических характеристик гидроагрегата в условиях эксплуатации.

3. Энергетические исследования являются основным средством для оценки эффективности функционирования и дают отправные точки при проектировании, производстве, эксплуатации, модернизации и оценке конкурентоспособности гидроагрегатов.

4. Предложенный диагностический комплекс и разработанный метод позволяют наиболее информативно в условиях эксплуатации определять состояние гидроагрегата, производить математическую обработку полученных данных и выдавать рекомендации по направлениям улучшения работы, как отдельных составляющих, так и всего гидроагрегата в целом.

#### Л и т е р а т у р а

1. Ремарчук М.П., Калмиков В.І., Федоренко І.М. Визначення загального ККД гідросистеми екскаватора-стенда за результатами вимірювання впливових параметрів // Автомобильный транспорт / Сб. науч. тр. Вып. 15. – Харьков: ХНАДУ.- 2004.- С.35-37.
2. Ремарчук М.П., Федоренко І.М. Розробка і використання діагностичного комплексу для визначення стану гідросистем мобільних машин в умовах експлуатації. Восточно-европейский журнал передовых технологий. 4/2(16) 2005.
3. Лурье З.Я., Татьков В.В., Федоренко И.М. Диагностический комплекс для определения общего КПД гидроагрегата технологической машины на примере кантователя рулонов стана горячего проката. Тезисы докладов 7-й научно-технической конференции АС ППП “Промышленная гидравлика и пневматика”. Винница 2006.

УДК 621.431.74.004

**Малахов А.В., Харин В.М., Бачериков В.А.**

#### **УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ**

Рассмотрены типовые технологические схемы подачи воздуха в судовую дизельную установку. Показаны основные тенденции развития компоновок двигателя и нагнетателя и выделены их основные недостатки. Предложено новое решение по использованию в судовой системе подачи воздуха центробежных вентиляторов барабанного типа. Дано описание основных достоинств предложенного решения и приведены основные положения разработанной методики расчета и эксплуатации вентилятора на судне.

В современных условиях эксплуатации судна системы вентиляции или нагнетания воздуха занимают достаточно важную часть. Известно [1, 2, 3], что судовые дизельные установки (СДУ) в большей степени работают при максимальной температуре продуктов сгорания топлива. В данном случае переход с одного рабочего режима СДУ на другой должен сопровождаться незначительным изменением температурного состояния используемой газовой турбины. С технической точки зрения выполнение подобного условия возможно реализовать путем изменения количества подаваемого на горение топлива и воздуха. Соотношение между их расходами должно всегда оставаться оптимальным.

В соответствии с данными работы [4] в зависимости от режима нагрузки судового дизеля система воздушного наддува может эксплуатироваться по-разному. Так, при малых нагрузках в ней производится отключение узла, который отвечает за охлаждение нагнетаемого воздуха, и таким образом его физические характеристики могут варьироваться во времени. При полных нагрузках все полностью изменяется - требования к на-

гнетаемому воздуху становятся более жесткими, а режим охлаждения в этом случае уже используется постоянно.

Необходимо отметить, что большинство используемых в настоящее время конструктивных схем комбинированного наддува дизельных установок характеризуются неустойчивой работой. Чаще всего эта неустойчивость проявляется на маневровых или переходных режимах эксплуатации СДУ. Ее устранение требует разработки новых, так называемых иерархических компоновок систем воздухообеспечения. Изменение должно осуществляться на всех уровнях рассматриваемой системы нагнетания, т.е.:

1. На глобальном – путем введения новых схем подачи воздуха, т.е. видоизменения самой системы.
2. На обычном – путем разработки новых конструкций нагнетателей.
3. На локальном – путем изменения конкретных конструктивных параметров узлов вентилятора, например, формы лопатки или ее рабочего угла.

В настоящее время в практике эксплуатации судов известно достаточно большое разнообразие технических решений, связанных с технологической компоновкой воздушных нагнетателей и судовых дизелей. При этом необходимо отметить, что выполненный в ходе исследований обзор протекающих в них рабочих процессов позволил выделить только часть схематических решений, которые с точки зрения качественного обеспечения процесса горения характеризуются высокой надежностью. В этом случае проблема качественного регулирования системы наддува воздуха или отбора уходящих газов с последующей регенерацией продуктов сгорания остается актуальной практически на всех эксплуатационных режимах. К таким режимам следует отнести ходовой режим, режим регенерации и пусковой режим. Рассмотрим их более подробно.

*Ходовой режим.* Возникающая избыточная тепловая энергия уходящих газов позволяет продуцировать дополнительную электрическую энергию, которая может направляться на двигатель или генератор с получением дополнительной мощности для вала винта. В том случае, когда расход продуктов сгорания является величиной переменной во времени, использование вентилятора с высоким значением КПД позволит намного более качественно использовать регенеративную схему использования тепла уходящих газов.

*Режим регенерации.* В данном случае энергия уходящих дымовых газов принудительным образом направляется при помощи нагнетателя в систему регенерации. Поскольку на таком эксплуатационном режиме для текущих судовых эксплуатационных нужд ее количество является недостаточным, то недостающая часть энергии будет добавляться при помощи двигателя или генератора. Система рециркуляции в данном случае играет особую роль, поскольку именно тип используемого вентилятора для дымовых газов будет определять эффективность работы всей схемы регенерации в целом.

*Пусковой режим.* Поскольку на данном режиме эксплуатации судовой энергетической установки (СЭУ) для движителя необходимо такое количество энергии, которое превышает производимое непосредственно главным двигателем, необходимо использовать энергию, производимую системой регенерации. В этом случае система рециркуляции продуктов сгорания и используемое нагнетательное оборудование будут напрямую определять эффективность работы движителя. Согласно данным работы [3] при рассматриваемом способе регенерации вторичного тепла речь может идти о производстве 0,5 – 0,9 % дополнительной энергии.

Судовые энергетические системы с регенерацией в настоящее время являются достаточно новыми и только начинают получать свое распространение на судах. Более общим классом являются стандартные типовые компоновки систем наддува судового дизеля – схемы комбинированного наддува. В данных схемах нормативные параметры наддува (давление и расход подаваемого на горение воздуха) обеспечиваются только за счет совместной работы судовых компрессоров и дополнительно устанавливаемых воздушных нагнетателей. При этом следует отметить, что включаемые в схему воздушные

нагнетатели могут иметь независимую от дизеля систему электропривода. Приведенные технические решения напрямую определяют влияние на экономичность судового дизеля систем наддува. В том случае, когда используется дизель с механическим приводом воздушного нагнетателя, расход воздуха при постоянной частоте вращения  $n$  изменяется в очень незначительных пределах. Если же используется система газотурбинного наддува, то величина подачи воздуха изменяется в зависимости от текущей нагрузки. Этот факт в последствии проявляется в падении величины механических потерь и росте индикаторного КПД. Все характеристики системы наддува в процессе эксплуатации СЭУ должны постоянно корректироваться в зависимости от текущего состояния дизеля, температуры наружного воздуха, а также сорта и качества подготовки (диспергирования) используемой топливной смеси [5].

В ходе выполненного анализа был сделан вывод, что во всех используемых в настоящее время конструкциях судовых малооборотных дизельных установок отсутствует возможность регулирования подачи воздуха. Подобный конструктивный недостаток делает практически невозможным поддержание оптимального для горения соотношения топливо-воздух на переходных режимах работы СЭУ. Решением данной проблемы может стать разработка новой системы наддува с возможностью автоматического регулирования давления воздуха за счет изменения частоты вращения вспомогательного нагнетателя. На любом ходу судна положение органа топливоподачи и обороты дизеля однозначно определяют режим работы двигателя и, следовательно, требуемое давление наддува. Такая система позволит компенсировать инерционность газотурбинного нагнетателя и, при необходимости, осуществить коррекцию давления наддува на частичных режимах. При этом дизель должен рассматриваться как объект регулирования частоты вращения вала.

Все известные варианты технологической компоновки воздушных нагнетателей и судовых дизелей обладают одним общим недостатком - колебанием давления в линии нагнетания. В соответствии с данными работы [1] из-за процесса периодичности подачи воздуха на продувку рабочих цилиндров дизеля, а также неравномерности подачи воздуха самим нагнетателем интервал разброса величины давления лежит в пределах  $\Delta P = \pm 0,008 \text{ МПа}$ . Приведенное численное значение разброса величины давления может увеличиваться, если система подачи наддувочного воздуха скомпонована неудачно. В большинстве случаев причиной увеличения величины  $\Delta P$  может быть подвод воздуха от нагнетателя в тупиковые зоны ресивера, которые с аэродинамической точки зрения являются обычными застойными зонами.

С учетом существующей в современном судостроении тенденции постепенного уравнивания мощности двигателя, турбины и компрессора рациональным представляется следующая комбинированная схема их совместной эксплуатации. Весь комплекс, т.е. "дизель - турбина - нагнетатель", должен работать на минимально устойчивых оборотах. При этом можно выделить три характерных режима эксплуатации, для которых соответственно должны решаться следующие три технологические задачи:

1. ) Первый режим – судно маневрирует. В этом случае работа всего комплекса должна выполняться на минимально устойчивых оборотах.
- 2.) Второй режим – судно движется в балласте. В этом случае осадка судна минимальная, а скорость движения максимальная.
- 3.) Третий режим – судно загружено. В этом случае осадка судна и скорость его движения также максимальные.

Для технологического решения первой и второй задачи предлагается использовать одну общую технологическую схему наддува. Установленные на линии подачи воздуха два осевых компрессора отключаются, а основным нагнетателем выступает центробежный вентилятор барабанного типа. Его конструктивные размеры, а в частности количество секций и основные параметры рабочего колеса, легко рассчитываются на основании разработанной методики и могут в последующем выбираться для каждого су-

дна отдельно. В этом случае потребляемая мощность СЭУ в целом может быть значительно снижена, а общий КПД, наоборот, увеличен. В предлагаемом варианте построения технологической линии воздушного наддува можно также говорить о получении дополнительной мощности от работы дизеля, особенно при эксплуатации судна на втором режиме.

Третья задача решается следующим образом: используется основная схема работы судовой энергетической установки. В этом случае барабанный вентилятор от нагнетательной линии отключается, а воздушный поток направляется на линию осевых компрессоров, которые должны быть соединены последовательно.

Известно [6], что геометрические характеристики рабочего колеса нагнетателя, используемого в системах подачи воздуха на горение, напрямую определяют эффективность его последующей эксплуатации. Так, например, при эксплуатации СЭУ часто возникает необходимость за короткие временные интервалы и при отсутствии больших перепадов давления обеспечить высокие расходные показатели. В этом случае целесообразным может являться использование нового технического решения – введение в технологическую схему СЭУ секционных вентиляторов барабанного типа.

Согласно данным работы [6] рабочие колеса барабанных вентиляторов должны иметь межлопаточный канал, выполненный в виде конфузора. Степень уменьшения поперечного сечения канала напрямую определяет угол выхода лопаток. Окончательное значение этого угла должно соответствовать оптимальной степени конфузурности, определяемой как отношение площадей входа и выхода, т.е.

$$n = \frac{F_2}{F_1} = 0.25 \quad (1)$$

Необходимо отметить, что с точки зрения протекающих в вентиляторе аэродинамических процессов достаточно важным является характер течения нагнетаемой среды внутри спирального корпуса. В случае эксплуатации вентиляторов барабанного типа для обеспечения при заданном рабочем режиме минимальных потерь давления все характеристики корпуса должны быть оптимальными. При этом при заданных значениях угла выхода нагнетаемого потока из рабочего колеса и его ширины на выходе для обеспечения согласованной работы колеса и корпуса могут быть выбраны корпуса с различными значениями относительного раскрытия и относительной ширины. В качестве наиболее подходящего уравнения для расчета радиуса внешнего контура спирального корпуса  $r$  воздушных нагнетателей барабанного типа можно использовать

$$r = r_2 \exp(\varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (2)$$

где  $r_2$  – внешний радиус рабочего колеса вентилятора, м.

Анализ выражения (2) показывает, что переменный радиус спирали обечайки корпуса может быть рассчитан достаточно точно, поскольку угол поворота  $\varphi$  можно задавать сколь угодно малым. При этом необходимо отметить, что получаемый профиль корпуса вентилятора не будет оказывать на движущийся поток никакого аэродинамического влияния, т.е. эпюра скорости на выходе может быть получена практически равномерная. В рассматриваемом конструктивном исполнении будет иметь место согласованная работа корпуса и рабочего колеса вентилятора.

Для последующего проведения исследовательских работ и создания новой конструктивной схемы воздушного нагнетания в рабочие цилиндры судового дизеля предлагается реализовать новое техническое решение. Поскольку при эксплуатации судовой дизельной установки количество потребляемого топлива может быть однозначно определено, то всегда существует возможность посчитать расход воздуха, необходимого для обеспечения качественного процесса его сжигания. В данном случае необходимо определять массу воздушного заряда  $G$  [кг], расходуемого одним рабочим цилиндром дизеля с объемом  $V$  [м<sup>3</sup>], по следующему выражению.

$$G = V \rho \eta. \quad (3)$$

Приведенный параметр напрямую определяется текущей плотностью  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>] нагнетаемого компрессором или вентилятором воздуха. При этом значение плотности в свою очередь является зависимым от температуры, давления и влажности окружающей среды в конкретном районе плавания судна.

Зная необходимую массу воздуха на один рабочий цилиндр дизеля, легко определить текущее значение полного расхода воздуха, которое должен обеспечивать один или два вспомогательных нагнетателя. В данном случае идет речь об использовании нового технического решения: предлагается изменять мгновенное значение расхода воздуха посредством постоянного регулирования частоты вращения вала этих дополнительных вентиляторов. При правильном конструировании проточной части межлопаточного пространства и согласовании работы спирального корпуса с рабочим колесом вентилятора изменение частоты вращения не вызовет перемен в "аэродинамическом поведении" нагнетаемого воздушного потока. Фактически изменение частоты вращения, не изменяя создаваемый вентилятором перепад давления, практически мгновенно приведет к изменению расхода нагнетаемого воздуха.

Конструктивное исполнение предлагаемого технического решения предполагается сделать следующим образом: дополнительный вентилятор необходимо использовать в схеме воздушного нагнетания при помощи параллельного включения. В данном случае необходимо от основного нагнетательного воздушного трубопровода сделать линию подвода (бокового ответвления) в сторону устанавливаемого дополнительного вентилятора.

Практическая реализация сформулированной задачи по совершенствованию системы воздушного снабжения дизеля является не сложной и может быть выполнена на судах любых типов. Для возможности ее последующего внедрения на судне необходимо также использовать автоматизированную систему регулирования частоты вращения вала вентилятора. В качестве задающего параметра принимается требуемое на данном режиме работы давление в продувочном ресивере, однозначно определяемое сопоставлением индекса топливоподачи с частотой вращения вала двигателя. Другим решением является создание алгоритма мгновенного пересчета всех аэродинамических характеристик вентилятора, при помощи которых будет достигаться возможность поддержания его оптимальных выходных параметров при данной частоте вращения.

Для реализации поставленной задачи совершенствования системы воздушного наддува судового дизеля была разработана универсальная методика расчета вентилятора барабанного типа. В ней учитываются все физические свойства нагнетаемого воздуха и требования к самой системе наддува. При ее автоматизированном использовании предусмотрено предоставление судовым механикам следующей информации:

- мгновенное значение величины расхода воздуха при текущем значении частоты вращения;
- изменение температуры нагнетаемого воздуха за счет адиабатического расширения в вентиляторе;
- численное значение величины потери давления на всасывающем трубопроводе, осе-радиальном участке вентилятора, его корпусе и патрубках, а также по всему вентилятору (вход-выход);
- расчет всех необходимых геометрических размеров лопастей, межлопаточного пространства, рабочего колеса, корпуса и патрубков вентилятора в случае проведения их замены или ремонта;
- число секций барабанного вентилятора, которые необходимо использовать в данном рабочем диапазоне расходов нагнетаемого воздуха;
- величина требуемой мощности на валу вентилятора и его частные, а также полный КПД.

## **Выводы**

Анализ современных технологических схем подачи воздуха в СДУ показывает, что в зависимости от режима нагрузки СДУ система воздушного наддува может работать в различных режимах, большинство из которых сложны в реализации и характеризуются неустойчивой работой. Подобный недостаток можно устранить, используя новое техническое решение, т.е. путем разработки иерархических компоновок систем воздухообеспечения. В этом случае может видоизменяться как схема подачи воздуха, так и конструкция воздушного нагнетателя или его отдельных рабочих элементов.

При анализе современной тенденции к уравниванию мощности судового двигателя, турбины и компрессора выделены три характерные режима их эксплуатации. Сформулирована постановка, а также основные этапы решения трех соответствующих технологических задач: судно маневрирует, судно движется в балласте, судно загружено.

Для случая эксплуатации СЭУ, когда за короткие временные интервалы и при отсутствии больших перепадов давления необходимо обеспечить высокие расходные показатели предложено использовать новое техническое решение. В этом случае в технологическую схему СЭУ вводятся секционные вентиляторы барабанного типа. Для данного типа нагнетателей разработана полная методика проектирования, в ходе использования которой судовые механики получают весь набор необходимой информации.

## **Литература**

1. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок: Учебное пособие для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1985. - 288 с.
2. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. Эксплуатация судовых дизелей: Учебник для вузов.- М.: Транспорт, 1990. - 344 с.
3. Ланчуковский В.И., Козьминых А.В. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками: Учебник для вузов.- 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1990. - 335 с.
4. Лебедев О.Н. Калашников С.А. Судовые энергетические установки и их эксплуатация. Учебник для вузов водн. трансп. - М.: Транспорт, 1987. - 336 с.
5. Калуев А.Г. Использование конических обтекателей в системах топливоподготовки судовых дизелей. // Судовые энергетические установки. Науч.-техн.сб.-Вып.10.-Одесса: ОНМА,2004.
6. Центробежные вентиляторы. Под ред. Т.С. Соломаховой. М., Машиностроение, 1975, 416 с.

УДК 621.67

**Неня А.В., Евтушенко А.А., Луговая С.О.**

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСНОЙ СТУПЕНИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА**

В статье рассматривается вопрос оптимизации геометрии проточной части промежуточной ступени центробежного насоса с целью улучшения энергетической характеристики. Представлены эскизы новых элементов проточной части, а также результаты расчетного эксперимента по изучению характера течения. Рис. 7. Ист. 5.

На современном этапе развития насосостроения мы все чаще приходим к оптимизационным постановкам задачи при проектировании новых промышленных образцов. Существующий объем знаний в области насосного проектирования, накопленный десятилетиями, служит хорошим фундаментом для новых разработок. Современное компьютерное инженерное обеспечение позволяет модернизировать имеющиеся образцы, спрогнозировать изменение характера течения рабочей среды, характеристики ступени еще

на стадии, предшествующей превращению чертежей в металл. Последнее значительно сокращает материальные затраты, связанные с производством оборудования.

Для оптимизации мы выбрали насосную ступень, представляющую собой рабочее колесо (рис. 1) и направляющий аппарат (рис. 2) многоступенчатого центробежного насоса типоразмерного ряда ЦНС 180. Эта ступень на рабочем режиме обеспечивает следующие параметры: напор  $H=50$  м при подаче  $Q=180$  м<sup>3</sup>/час, коэффициент полезного действия  $\eta=79\%$ , частота вращения  $n=1450$  об/мин (синхронная  $n=1500$  об/мин). Потребляемая мощность составляет 315 кВт. Поставим себе задачу: улучшить энергетические характеристики, в частности коэффициент полезного действия (КПД), обеспечивая напор ступени не менее 42,5 м на расчетном режиме. При этом стараемся сохранить габаритные размеры, чтобы иметь возможность применять исходные заготовки для производства корпусных деталей, вала и т.п.

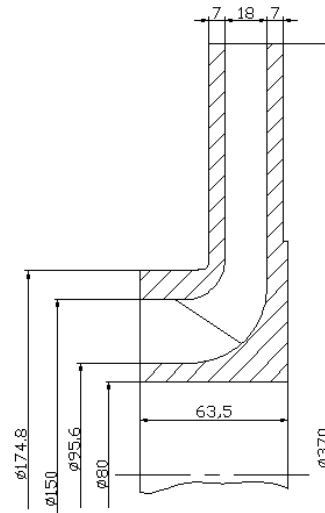


Рис. 1. Эскиз исходного рабочего колеса с  $D_2=370$  мм

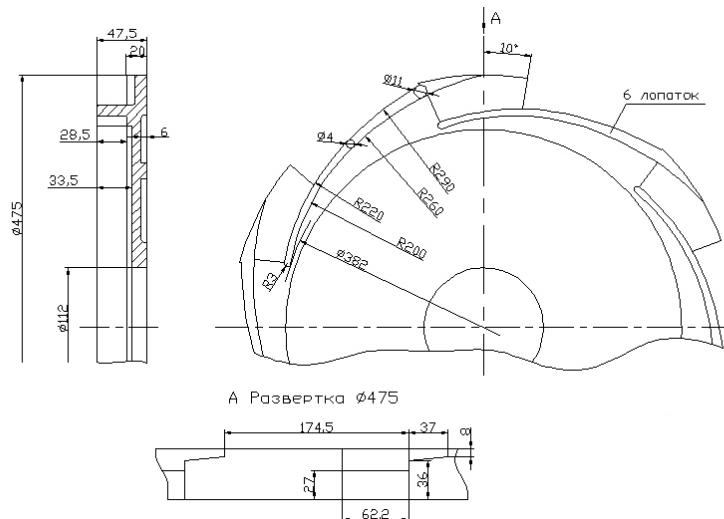


Рис. 2. Эскиз исходного направляющего аппарата

Проведем анализ исходной промежуточной ступени. Центробежное рабочее колесо (РК) с коэффициентом быстроходности  $n_s = 63$ , диаметр вала  $d_n = 80$  мм, диаметр втулки  $D_{вт} = 95,6$  мм, диаметр выхода  $D_2 = 370$  мм, ширина колеса  $b_2 = 18$  мм. Форма лопасти – цилиндрическая, углы установки лопасти на входе и выходе соответственно  $\beta_{1п} = 20,5^\circ$  и  $\beta_{2п} = 22,5^\circ$ .

В первую очередь мы принимаем пространственную форму лопасти на входе и цилиндрическую на выходе из колеса, чем улучшим картину натекания потока на лопасть РК. Так как экспериментальные исследования уже доказали, что данная форма лопасти улучшает гидравлические качества РК и приводит в итоге к стабильной форме напорной характеристики ступени [1, 2].

Определяем линейным методом углы потока у основного и покрывающего дисков (рис. 3).

Рассчитываем меридиальные скорости потока у основного  $V'_{1мб}$  и покрывающего  $V'_{1ма}$  дисков по формуле:

$$V'_{1м} = \frac{Q_{рк}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{мц} \cdot l \cdot 3600}, \quad (1)$$

где  $Q_{рк}$  – подача через рабочее колесо, принимаем  $Q = 180$  м<sup>3</sup>/час;

$k$  – число потоков, принимаем  $k = 1$ , расчет по средней струйке не ведем;

$r_{мц}$  – расстояние центра тяжести нормали  $l$  от оси РК, принимаем соответственно для покрывающего и основного дисков  $r_{мц а} = 66,5$  мм,  $l_a = 35,08$  мм и  $r_{мц б} = 69,5$  мм,  $l_b = 34$  мм.

Далее определяем окружную скорость у основного  $U_{1б}$  и покрывающего  $U_{1а}$  дисков:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60}, \quad (2)$$

где  $D_{вх}$  – диаметр окружности, на которой лежит данная точка входа, принимаем соответственно  $D_{вх а} = 0,168$  м и  $D_{вх б} = 0,108$  м.

Находим углы потока у основного  $\beta'_{1пб}$  и покрывающего  $\beta'_{1па}$  дисков по формуле:

$$\beta'_{1п} = \arctg \frac{V'_{1м}}{U_1 - V_{1у}}, \quad (3)$$

где  $V_{1у}$  – окружная составляющая абсолютной скорости на входе, при осевом входе принимаем равной нулю.

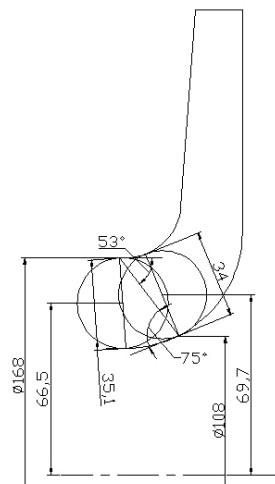


Рис. 3. К расчету углов входа

Согласно произведенному расчету углы установки лопасти на входе в РК равны соответственно у основного и покрывающего дисков  $\beta_{1nb}=22^\circ$  и  $\beta_{1na}=15^\circ$ . Задаемся углами лопасти  $\beta_1 > \beta'_{1n}$ : основной диск  $\beta_1=30^\circ$ ; покрывающий диск  $\beta_1=20^\circ$ .

Угол лопасти в плоскости перпендикулярной к касательной к входной кромке входа:

$$\varphi_{1.n} = \arctg[\operatorname{tg}\beta_1 \cdot \sin \lambda], \quad (4)$$

где  $\lambda$  – угол между касательными к входной кромке и линиям тока в точке входа.

Далее находим толщину лопасти  $\sigma_1$  вдоль окружности входа  $D_{вх}$ , шаг лопастей  $t_1$ , коэффициент стеснения потока лопастями  $\psi_1$ , угол потока с учетом стеснения потока лопастями  $\beta_{1n}$  и угол атаки  $\Delta\beta$  по формулам:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1.n}}, \quad (5)$$

$$t = \frac{2\pi \cdot r_{ex}}{z}, \quad (6)$$

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (7)$$

$$\beta_{1n} = \arctg\left[\operatorname{tg}\beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1}\right], \quad (8)$$

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1n} \quad (9)$$

В результате расчета по формулам (1) - (10) получаем у основного диска угол атаки  $\Delta\beta_b=4^\circ$ , у покрывающего  $\Delta\beta_a=2^\circ$ . Углы атаки находятся в рекомендуемых пределах. Геометрия нового РК представлена на рис. 4.

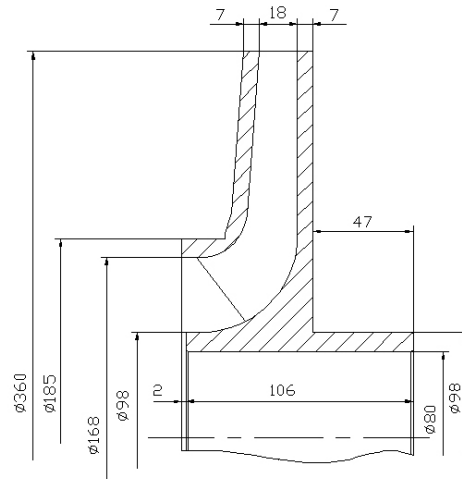


Рис. 4. Эскиз рабочего колеса с  $D_2=360$  мм

В оптимизируемой ступени зазор между РК и направляющим аппаратом (НА) составляет по 1 мм на сторону. Существующие рекомендации по величине отношений диаметров дают следующие значения  $D_3/D_2=3\div 4\%$  [3]. Мы увеличиваем диаметр входа в НА на 1%, так как нас ограничивают радиальные габаритные размеры. Угол выхода  $\beta_{2n}=28^\circ$  принимаем большим первоначального, тем самым уменьшаем диаметр выхода из РК. Последнее позволяет увеличить зазор между РК и направляющим аппаратом (НА) до 2 мм, при этом форма характеристики существенно не меняется.

Ширину  $b_3$  НА (рисунок 5) принимаем лишь несколько большей ширины  $b_2$  РК по рекомендациям [2]:

$$\frac{b_3}{b_2} = \frac{22}{18} = 1,22 .$$

В процессе работы также была оптимизирована форма диффузорного канала. Длина диффузора между лопатками увеличена до 75 мм, что составляет примерно  $3,41a$ , где  $a=22$  мм – ширина горла диффузора. Стенки канала выполнены прямолинейными, сечение – квадратным, что обеспечивает лучшую картину течения, чем криволинейные [4]. Опытным путем установлено, что наиболее полное преобразование энергии кинетической в энергию потенциальную происходит при угле раскрытия диффузора  $8-10^\circ$  [5]. В нашем случае этот угол, как видно из рисунка, составляет  $7,9^\circ$ .

Следующим этапом исследования было построение расчетных моделей на основании созданных рабочих чертежей колеса и аппарата и расчетной сетки с помощью прикладных конструкторских программ SolidWorks и AnsysWorkBench. Количество ячеек более чем достаточное для получения хороших результатов.

Расчет течения рабочей среды производился для одного канала с целью экономии времени и компьютерных ресурсов. Для расчета использовался пакет программ CFX – 5. Рабочая среда – вода при температуре  $25^\circ\text{C}$ . Граничное условие на входе задавалось массовым расходом через один канал РК, на выходе – статическим давлением. Тип граничного условия на выходе определялся как «opening».

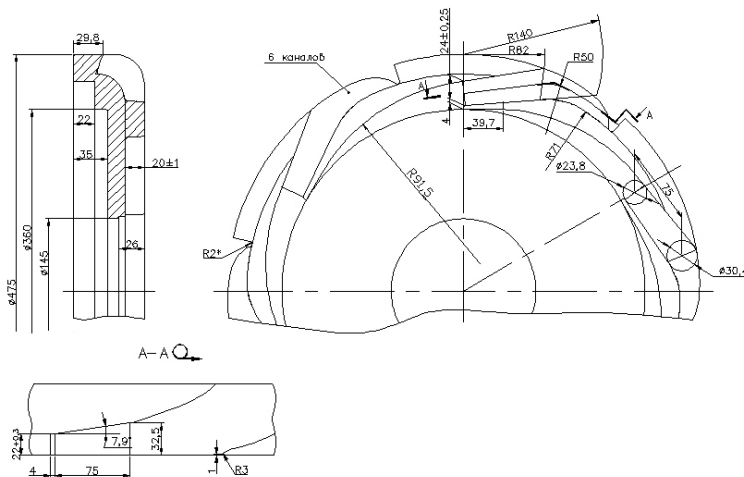


Рис. 5. Эскиз направляющего аппарата новой ступени

В данном расчете использовались стандартная модель турбулентности  $k-\epsilon$  и RNG –  $\epsilon$  модель (для расчета режима недогрузки  $0,25Q$ ).

В результате расчетного эксперимента была получена характеристика оптимизированной ступени. Для сравнительного анализа на рис. 6 представлены характеристики ступеней, полученных в результате эксперимента (исходная промежуточная ступень) и расчетным методом (оптимизированная). Параметры ступени в расчетной точке (подача  $180 \text{ м}^3/\text{час}$ ): напор  $H=44$  м, коэффициент полезного действия  $\eta=84\%$ , потребляемая мощность  $N=25,66$  кВт.

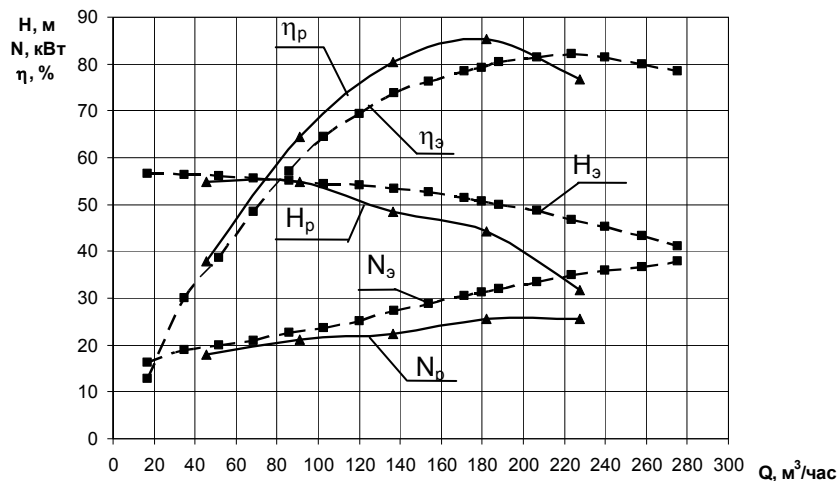


Рис. 6. Сравнительная характеристика результатов физического (индекс «э») и расчетного (индекс «р») экспериментов

Выводы. Применение пространственной формы лопасти на входе в рабочее колесо позволило улучшить картину течения в этой области. Как видно из рис. 7, на котором отображены линии тока, на оптимальном режиме поток плавно, без вихреобразований, натекает на входную кромку. На режимах, отличных от оптимального, резкого ухудшения картины течения не наблюдается.

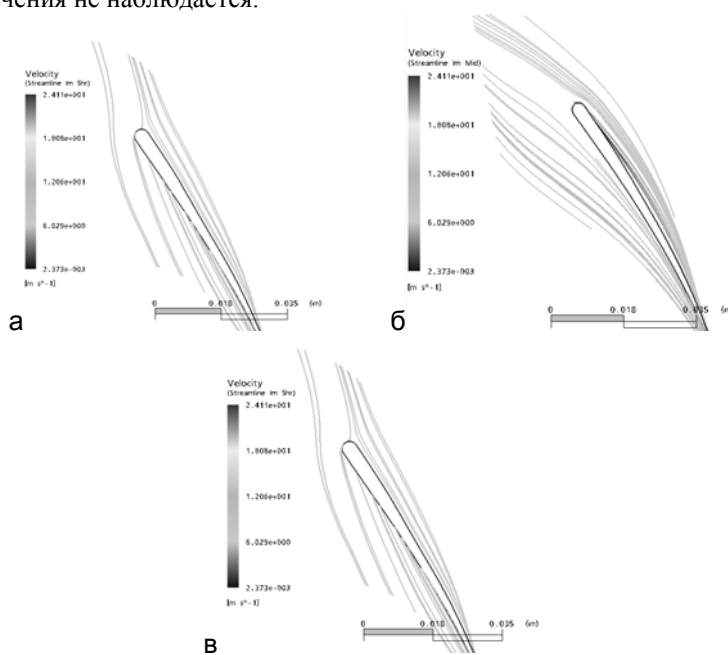


Рис. 7. Картина натекания потока на входную кромку: а - у покрывающего диска; б - по средней струйке; в - у основного диска

Увеличение угла установки лопасти на выходе из РК позволяет уменьшить диаметр выхода из рабочего колеса без ухудшения формы характеристики. Последняя имеет пологопадающую форму.

Уменьшение пропускной способности аппарата приводит к сдвигению зоны оптимума по КПД в сторону меньших подач. В нашем случае это привело к тому, что расчетная точка стала находиться ближе к максимальному значению КПД ( $\eta_{\max}=85\%$ ), чем в экспериментальной характеристике.

В результате оптимизации потребляемая мощность стала на 20% меньше первоначального ее значения.

При этом мы сохранили габаритные радиальные размеры ступени, что также имеет немаловажное значение.

#### Л и т е р а т у р а

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М. – Л.: «Машиностроение», 1966. – 364 с.
2. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М., Машгиз, 1960. – 683 с.
3. А.И. Степанов Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение: Пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и канд.техн.наук М.В. Поликовского / Под ред. д-ра техн.наук проф. В.И. Поликовского. Гос. НТИ Машиностроительной л-ры. – М., 1960г. – 465 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: «Машиностроение», 1975. – 559 с.
5. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: «Машиностроение», 1977. – 288 с.

УДК 621.865.6

**Нигора В.М., Білецький І.М.**

#### **АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕНАЛАГОДЖУВАНОВОГО КОЛЕКТОРА ДЛЯ ГІДРОСТРУМЕНЕВОГО ОЧИЩЕННЯ ДЕТАЛЕЙ**

В роботі наведена методика визначення технологічних параметрів багатофорсункового колектора з регульованим розподілом витрат очищаючої рідини та конструктивна схема його реалізації

**Вступ.** Одним з основних можливих напрямів вирішення проблеми створення високоефективних очищувальних машин є розробка нових конструкцій багатофорсункових колекторів. Але вирішальним фактором є обґрунтування конструктивних параметрів багатоштуцерного колекторного блоку. Стабільність роботи БКО переважно визначається рівномірністю розподілу витрат рідини для очищення по довжині багатоштуцерного колектора, а також рекомендації по вибору діаметрів отворів постійного перерізу розглядається в ряді теоретичних і експериментальних праць [1,2,3]. Однак використання даних, отриманих в цих працях, для практичних розрахунків не завжди можливе, в зв'язку з локальною постановою задачі та обмеженим діапазоном параметрів, що визначаються. Що стосується аналітичних залежностей, то вони отримані без врахування дискретності розподілення рідини між отворами колектора, а цей факт значно впливає на ефективність гідроочищення. У зв'язку з цим доцільно розробити нову модель робочого органу машин для гідроочищення та теоретично і експериментально підтвердити його ефективність.

**Основна частина.** На сучасному етапі розвитку технологічні машини для очищення заготовок деталей та прокату мають декілька конструктивних недоліків, одним з яких є неможливість регулювання тиску по довжині колектора, а також мала можливість

переналаджування колекторів [4]. В даній роботі запропоновано один з варіантів вирішення цієї проблеми виготовлення колектора спеціальної конструкції зі змінними втулками на вихідних патрубках.

Розрахункова схема багатоступенчатого колектора з перемінною витратою рідини, включаючи штуцер 1, корпус 2 та заглушку 3, показана на рис.1.

Розглянемо умову рівномірного розподілу рідини між отворами вхідних штуцерів ГРО, рівномірно розподілених вздовж поверхні колектора з постійним кроком  $l_i$  (рис.1). Відстань між отворами штуцерів зі змінними діаметрами  $d_k \rightarrow var$  вибирається з умови  $l_i > D$ . При цьому допускаємо, що коефіцієнт тертя  $\lambda$  на одиничних ділянках між суміжними отворами і коефіцієнт місцевого опору отвору  $\xi_0$  в колекторі постійні.

Гідравлічний опір  $\delta p_{ci}$  і-тої одиничної ділянки колектора і відновлення напору  $\delta p_{vi}$  основним потоком рідини після проходження і-го отвору з врахуванням співвідношення визначиться:

$$\left. \begin{aligned} \delta p_{ci} &= -\frac{z\rho U_i^2}{2} = -\frac{zq_i^2}{2S^2\rho}; \\ \delta p_{vi} &= -a\rho(\Delta U_i)^2 = -\frac{a(\Delta q_i)^2}{S^2\rho} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $z = \lambda l_i$  – коефіцієнт гідравлічного опору одиничної ділянки колектора;  $q_i$  – масові витрати рідини на і-тій ділянці колектора;  $S$  – площа перерізу колектора;  $U_i = q_i/S\rho$  – осьова швидкість рідини на і-тій ділянці;  $a$  – коефіцієнт Коріоліса, приймається рівним  $l < a \leq 1,2$  [2].

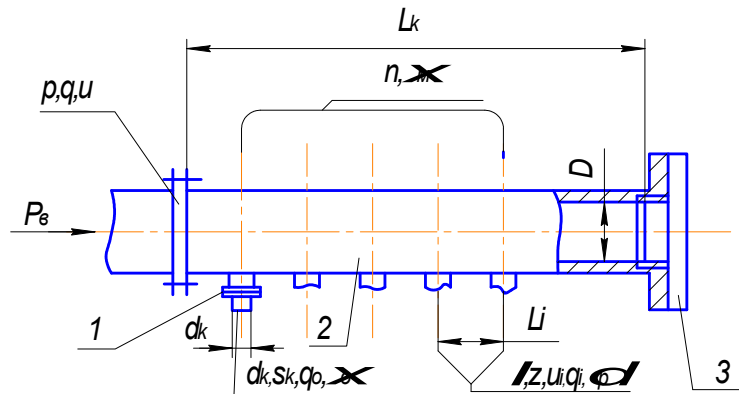


Рис.1. Колектор з регульованою витратою рідини через отвори штуцерів: розрахункова схема

При заданому рівномірному розподіленні рідини витрати на і-тій ділянці  $q_i$  і через кожні з отворів  $q_0$  можуть бути визначені із співвідношення:

$$\left. \begin{aligned} q_i &= q - q_0 i = q_0 j; \\ (\Delta q_i)^2 &\equiv q_i^2 - q_{i-1}^2 = -q_0^2 (2j + 1), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $q$  – масові витрати рідини на вході в колектор;  $q_0 = q/n$  – витрати через кожен з  $n$  отворів;  $i, k$  – порядковий номер отвору при прямій нумерації (від входу);

$j = (n-i)$  – при зворотній нумерації.

З врахуванням (2) залежності (1) набудуть вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \delta P_{ci} &= -\frac{z}{2\rho} \left( \frac{q_0}{S} j \right)^2 = -z \frac{\rho U^2}{2} \left( \frac{j}{n} \right)^2; \\ \delta P_{ei} &= \frac{a}{\rho} \left( \frac{q_0}{S} \right)^2 (2j+1) = a \rho U^2 \frac{2j+1}{n^2}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Повну зміну тиску на  $i$ -тій ділянці колектора, між вісями  $i$ -го та  $(i+1)$ -го отвору, будемо вважати рівною:

$$\delta p_i = 1/2 (\delta p_r^i + \delta p_r^{i+1}) + \delta p_f^i = \rho \left( \frac{U}{n} \right)^2 j \left( 2a - \frac{z}{2} j \right), \quad (4)$$

а повна зміна тиску від 1-го до  $k$ -го отвору як результат суми величин (4) визначається:

$$\Delta p_k = \sum_{i=1}^{k-1} \delta p_i = \frac{\rho}{12} \left( \frac{U}{n} \right)^2 (k-1) \{ 6n(4a-zn) - [12a-z(6n+1)]k - 2zk^2 \} \quad (5)$$

Повний тиск рідини в колекторі біля  $k$ -го отвору визначається:

$$p_k = p + \frac{\delta p_1}{2} + \Delta p_k = p + \Delta p_k + a \rho \left( \frac{U}{n} \right)^2 \frac{2n-1}{2} = p + \frac{\rho}{2} \left( \frac{U}{n} \right)^2 f(z; n; k), \quad (6)$$

де  $p$  – статичний тиск на початку колектора;

$$f(z; n; k) = a(2n-1) + \frac{k-1}{6} \{ 6n(4a-zn) - [12a-z(6n+1)]k - 2zk^2 \} = \quad (7)$$

$$a(2n-1) + (k-1) \left\{ 2a(2n-k) - \frac{z}{6} [6n^2 + 2k^2 - (6n+1)k] \right\}.$$

Для турбулентного витікання рідини через отвір отримаємо:

$$p_k - p_e = \frac{\xi_0}{2\rho} \left( \frac{q_0}{s_k} \right)^2 = \frac{\xi_0}{n^2} \frac{\rho U^2}{2} \left( \frac{s}{s_k} \right)^2, \quad (8)$$

де  $\xi_0$  – коефіцієнт гідравлічного опору отвору в колекторі;  $p_e$  – тиск зовні колектора;  $s_k$  – площа перерізу  $k$ -го отвору.

З врахуванням співвідношення (6) отримаємо кінцевий в критеріальній формі залежність відносно перерізу  $s_k/s$  від основних параметрів колектора

$$\left( \frac{s_k}{s} \right)^2 = \left( \frac{d_k}{D} \right)^4 = \frac{\xi_0}{\xi_m n^2 + f(z, n, k)}, \quad (9)$$

де  $\xi_m = \frac{2(p-p_e)}{\rho U^2}$  – модифікований коефіцієнт повного гідравлічного опору колектора з отворами.

Таким чином, набір значень безрозмірних перерізів  $S_k$  чи діаметрів отворів  $d_k$  колектора визначається функцією параметрів  $f(z, n, k)$  і може бути реалізована за умови:

$$\xi_m n^2 + \min_{1 \leq k \leq n} f \rightarrow (z, n, k) > \xi_0 \quad (10)$$

Нерівність (10) виконується при значеннях  $z$ , менших деякого граничного  $|z|$ , що залежить від  $\xi_m$  і  $n$ , і значеннях  $\xi_m$ , більших граничного  $|\xi_m|$ , що залежить від  $z$  і  $n$  (якщо  $z > |z|$ ).

В якості прикладу на рис. 2, а, б показані залежності  $d_k/D$  від порядкового номера отвору  $k$  вздовж поверхні колектора при різних значеннях параметрів  $z$ ,  $\xi_m$ : 1 -  $z=0$ ; 2 - 0,3; 3 - 0,6;  $\circ$  -  $\xi_m=5$ ;  $\square$  - 15;  $\times$  - 2,5. Розрахунки виконані при  $\xi_0=2,92$  і  $a=1$ .

Отримані залежності мають фізичний сенс тільки при цілочислових значеннях аргументу  $k = [1, 2, \dots, n]$ , однак на графіках для наглядності дискретні значення (точки) з'єднані суцільними лініями.

З аналізу графіків, побудованих по залежності (7) і (9), видно, що площа  $S_k$  є монотонно зникаюча функція від  $\xi_m$  і монотонно зростаюча функція від параметра  $z$ . Зі збільшенням числа отворів  $n$  залежність  $d_k/D$  набуває більш монотонного характеру.

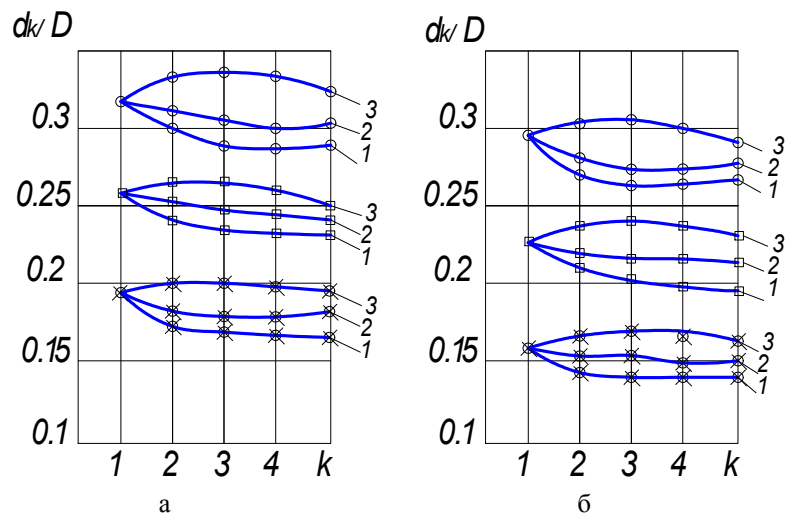


Рис.2. Залежність відносного діаметра  $d_k/D$  отвору від його порядкового номера  $k$  вздовж колектора при  $n=5$  (а) і  $n=10$  (б)

Для короткого колектора ( $L/D=10\div 15$ ) гідравлічним опором можна знехтувати ( $z=0$ ), і зміна тиску  $P$  по довжині колектора зводиться до відновлення напору. При цьому  $S_k$  та  $d_k$  зі збільшенням індексу зменшуються по перетворенню залежності (9):

$$\left(\frac{s_k}{s}\right)^2 = \frac{\xi_0}{\xi_m n^2 + a[2n-1+2(k-1)(2n-k)]} \quad (11)$$

У випадку великого гідравлічного опору ( $zn > 4a$ ), характерного для колектора малого діаметра ( $D=0,02\div 0,04$  м), великої довжини ( $L/D>50$ ) і значного кроку  $li\geq 5D$ , параметри  $S_k$  та  $d_k$  зростають при збільшенні індексу  $k$  по залежності:

$$\left(\frac{s_k}{s}\right)^2 = \frac{\xi_0}{\xi_m n^2 + a(2n-1) - \frac{z}{6}(k-1)[6n^2 + 2k^2 - (6n+1)k]} \quad (12)$$

Таким чином, сукупність розрахункових діаметрів  $d_k$  отворів штуцерів, вибраних по запропонованих залежностях (7),(9),(11) і (12) є основою для розробки конструкції колектора. При цьому точне відтворення значень розрахованих  $d_k$  забезпечує більш рівномірне розподілення рідини вздовж колектора.

**Висновки.** З метою спрощення технологій виготовлення колектора БКО з отворами та розширення його технологічних можливостей при очищенні складних деталей, що мають глухі отвори, пази та заглиблення, штуцери колектора повинні бути виконані у вигляді розбірної конструкції та мати втулки з перемінними діаметрами і шарнірно встановленими вихідними патрубками.

Для узагальнення розрахункової схеми і встановлення діапазону геометричних розмірів колектора доцільно виконати експериментальні дослідження розподілу тиску вздовж колектора.

## Література

1. Кожевников А.С. Общие уравнения установившегося движения потока с переменным расходом. – М.: Госэнергоиздат, 1949. – 165 с.
2. Петров Г.А. Гидравлика переменной массы. – Харьков. Изд-во Харьковского гос. ун-та. 1964. – 150 с.
3. Нигора В.Н. Математическая модель распределения расхода жидкости в многосопловом коллекторе // Збірник наук. праць: Інтегральні перетворення та їх застосування до крайових задач. Ін-т математики НАН України. – К.: 1997. – №16. – с.199 – 204.
4. Алексеев А.Н., Тарасов В.А. Аналитическое описание конструктивно - технологических параметров высокоэффективных насадок и операций струйной очистки в процессах гальванохимической обработки // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. сер. „Машиностроение”. 2003. - №4. – С. 84 - 95

УДК 621.11-52: 681.3

**Ніконов О.Я.**

### **ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ СЛІДКУЮЧІ ПРИВОДИ З НЕЙРОКЕРУВАННЯМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ВИСОКОЇ ПРОХІДНОСТІ**

Розглянуто задачу розроблення високоточних електрогідравлічних слідкуючих приводів для транспортних машин високої прохідності на основі штучних нейронних мереж і методів еволюційного моделювання. Розроблено функціональну схему електрогідравлічного слідкуючого привода з нейроконтролером для системи автоматичної стабілізації і побудовано нейроконтролер електрогідравлічного слідкуючого привода. Рис. 6, Джер. 11.

**Постановка проблеми.** Проектування сучасних високоточних електрогідравлічних слідкуючих приводів для транспортних машин високої прохідності досить трудомістко через нелінійність таких систем і зовнішні збурення із широкими амплітудними і частотними спектрами, що діють на об'єкт керування. Тому для розроблення високоточних електрогідравлічних слідкуючих приводів доцільно застосування теорії штучних нейронних мереж, теорії нечітких множин і методів еволюційного моделювання [1-7].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проблема синтезу адаптивних систем керування для невизначених, нелінійних і змінних у часі об'єктів як з теоретичної, так і з практичної точки зору не вирішена остаточно. Основні стратегії адаптивного керування, у тому числі системи зі змінною структурою, що працюють у ковзному режимі представлені в [1-3]. Однак галузь застосування методів адаптивного керування обмежується, головним чином, лінійними системами і деякими спеціальними класами нелінійних систем.

Штучні нейронні мережі надають альтернативну можливість для реалізації адаптивних, нелінійних систем регулювання, завдяки своїй здатності вивчити динамічні взаємозв'язки на основі тренувальних даних [4-6].

**Формулювання мети і задач досліджень.** Метою роботи є розроблення електрогідравлічних слідкуючих приводів для транспортних машин високої прохідності, що знаходяться під впливом зовнішніх випадкових збурень, із застосуванням нейрокібернетичного підходу на базі теорії штучних нейронних мереж і методів еволюційного моделювання на прикладі системи стабілізації.

Для досягнення поставленої мети треба розробити функціональну схему електрогідравлічного слідкуючого привода з нейроконтролером для системи автоматичної стабілізації і побудувати нейроконтролер електрогідравлічного слідкуючого привода для системи автоматичної стабілізації.

**Розроблення функціональної схеми з нейроконтролером.** Розглянемо функціональну схему системи автоматичної стабілізації з електрогідравлічним виконавчим органом [8, 9], що приведена на рис. 1. На цьому рисунку представлено: електромагніт наведення (ЕМН), гіроскопічний датчик кута відхилення об'єкта стабілізації від заданого напрямку (ГДК), обертаючий трансформатор датчика кута (ОТДК) і кутої швидкості (ОТДКШ), підсилювач в ланцюзі ГДК (ПК), підсилювач (П), електрогідравлічний виконавчий орган (ВО), який містить електрогідропідсилювач (ЕГП) і силовий циліндр (СЦ), об'єкт стабілізації (ОС), гіроскопічний датчик кутової швидкості (ГДКШ), підсилювач в ланцюзі ГДКШ (ПШ),  $M_{\Gamma}(t) = M_{\Gamma\Pi}(t) - M_{ЗБ}(t)$  – результуючий момент, що діє на ОС,  $M_{\Gamma\Pi}(t)$  – стабілізуючий момент гідравлічного приводу,  $M_{ЗБ}(t)$  – сумарний збурюючий момент.

На рис. 2 приведена розроблена система автоматичної стабілізації з нейроконтролером. Від відомої функціональної схеми вона відрізняється наявністю нейроконтролера (НК) замість звичайного електронного блоку.

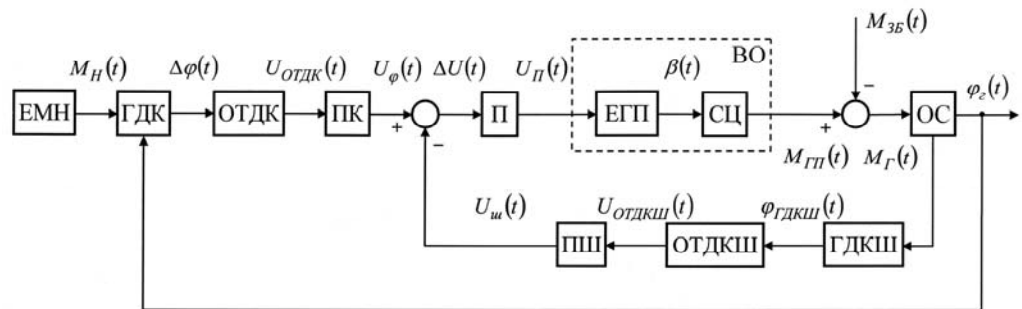


Рис. 1. Функціональна схема системи автоматичної стабілізації

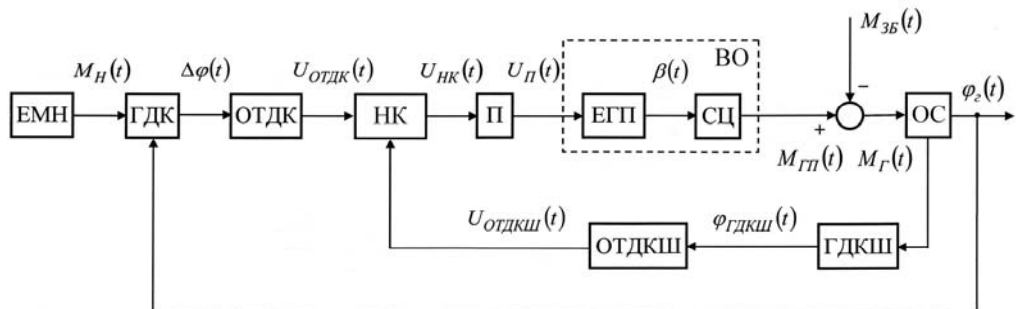


Рис. 2. Функціональна схема системи автоматичної стабілізації з нейроконтролером

На рис. 3 наведено структурну схему електрогідравлічного виконавчий органа, де  $k_y$  – коефіцієнт передачі обвитки управління,  $k_{em}$  – коефіцієнт передачі електромагніта,  $l_{кр}$  – плече коромисла гідравлічного регулятора,  $k_Q$  – коефіцієнт передачі витрати рідини гідравлічного циліндра,  $G$  – провідність гідравлічної

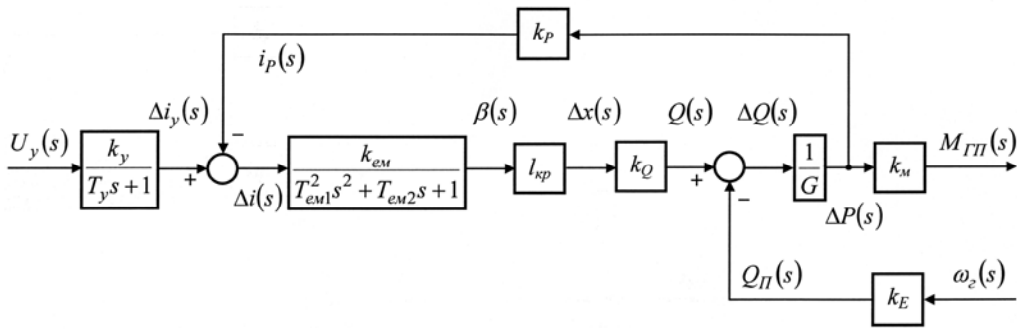


Рис. 3. Структурна схема електрогідравлічного виконавчий органа

системи,  $k_M$  – коефіцієнт передачі різниці тисків  $\Delta P$  в момент гідравлічного приводу  $M_{ГП}$ ,  $k_P$  – коефіцієнт передачі різниці тисків  $\Delta P$  в струм  $i_P$ ,  $k_E$  – коефіцієнт передачі кутової швидкості ОС  $\omega_r$  в витрати рідини  $Q_{П}$ ,  $T_y$  – постійна часу обвитки управління,  $T_{ем1}$  і  $T_{ем2}$  – постійні часу електромагніта.

Рівняння руху ОС можна подати у вигляді

$$J_{\Sigma} \frac{d\omega_r(t)}{dt} + f_{\Sigma} \omega_r(t) = M_r(t), \quad (1)$$

де  $J_{\Sigma}$  – сумарний момент інерції ОС і зв'язаних з ним пристроїв;  $f_{\Sigma}$  – сумарний коефіцієнт в'язкого тертя.

Кут повороту ОС в просторі визначається як інтеграл від швидкості

$$\varphi_r(t) = \int \omega_r(t) dt. \quad (2)$$

Рівняння (1) і (2) в операторній формі дають систему рівнянь руху стабілізованої гармати у вигляді

$$(J_{\Sigma} s + f_{\Sigma}) \omega_r(s) = M_r(s); \quad (3)$$

$$\varphi_r(s) = \frac{\omega_r(s)}{s}.$$

Кожне з рівнянь (3) може бути представлено відповідною передавальною функцією. На підставі першого рівняння одержимо

$$W_1(s) = \frac{\omega_r(s)}{M_r(s)} = \frac{k_r}{T_r s + 1}, \quad (4)$$

де  $k_r = \frac{1}{f_{\Sigma}}$  – коефіцієнт передачі ОС;  $T_r = \frac{J_{\Sigma}}{f_{\Sigma}}$  – постійна часу ОС.

На підставі другого рівняння маємо

$$W_2(s) = \frac{\varphi_r(s)}{\omega_r(s)} = \frac{1}{s}. \quad (5)$$

З урахуванням того, що передавальні функції  $W_1(s)$  і  $W_2(s)$  відображують послідовність визначення регульованих величин, знайдемо повну передавальну функцію ОС  $W_{OC}(s)$ , як об'єкта регулювання

$$W_{OC}(s) = W_1(s) \cdot W_2(s) = \frac{\varphi_r(s)}{M_r(s)} = \frac{k_r}{(T_r s + 1)s}. \quad (6)$$

На рис. 4 представлена структурна схема об'єкту стабілізації.

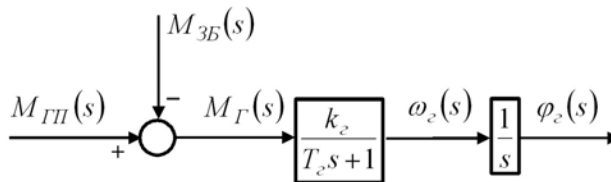


Рис. 4. Структурна схема об'єкту стабілізації

**Побудова нейроконтролера електрогідравлічного слідкуючого привода для системи автоматичної стабілізації.** Для синтезу нейроконтролера необхідно вибрати тип і архітектуру нейронної мережі; задати функціонал якості і провести навчання нейронної мережі.

Для навчання вищеописаної системи було обрано нейронну мережу з прямою передачею сигналів [4-6]. Параметри нейронної мережі: число входів – 5, число виходів – 1, розмірність внутрішнього шару – 10. Процес навчання проводився за допомогою генетичного алгоритму [7]. У ньому використовуються наступні механізми: 1) схрещування батьківських пар, генерація нащадків; 2) мутація; 3) природний добір кращих (селекція). Мета навчання – мінімізація функціоналу якості. Функціонал якості обрано у вигляді середньоквадратичної помилки між бажаним і реальним вихідним сигналом.

В якості алгоритму моделювання зовнішніх збурень, що діють на об'єкт стабілізації доцільно використовувати методику засновану на моделюванні профілю дороги за допомогою нормального марківського двомірного поля  $H(x, y)$  (НМД-поля) [10]

$$J[H] = \int_0^a \int_0^b h^2(x, y) dx dy,$$

де  $h = h(x, y)$  – реалізація гаусового двомірного поля  $H(x, y)$  в прямокутній області  $\{x \in [0, a], y \in [0, b]\}$  на площині. Визначальною властивістю розглядаемого стаціонарного НМД-поля є його корелятор

$$K_{XY}(x, y; x', y') = E_H[h(x, y)h(x', y')] = pq\sigma_H,$$

$$p = \exp(-\nu|x - x'|), \quad q = \exp(-\mu|y - y'|),$$

де  $E_H[\cdot]$  – оператор математичного очікування;  $\sigma_H = E_H[h^2(x, y)]$  – інтенсивність поля;  $\nu$  і  $\mu$  – декрименти загасання поля по осях  $X$  і  $Y$  відповідно.

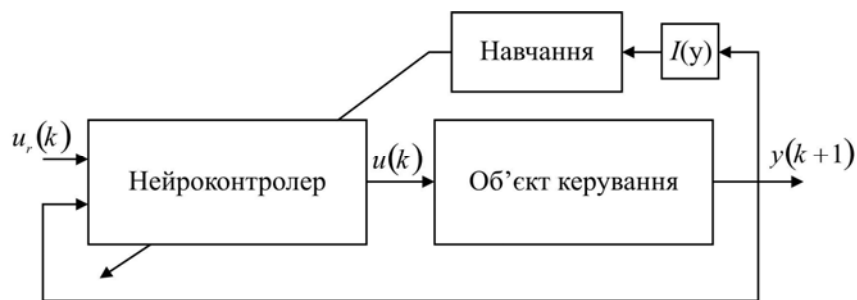


Рис. 5. Нейромережева система керування з екстремальним законом керування

Для навчання використовувалась замкнена модель системи керування без еталонної моделі (рис. 5), що пов'язано з достатньо складним математичним описом системи стабілізації. Метою навчання НК в них є отримання закону керування, що забезпечує задане (звичайно екстремальне) значення деякого функціонала якості  $I$ , визначеного поточним станом системи  $\mathbf{u}(t) \Rightarrow I(\mathbf{y}(t)) \rightarrow \text{ext}$ .

На рис. 6 наведено перехідні процеси  $\Delta\varphi_r(t)$  в стохастичній системі стабілізації, що відповідають оптимальним значенням варійованих параметрів регулятора (а) і оптимальним значенням варійованих параметрів нейроконтролера (б). Аналіз цих процесів, а також чисельні дослідження, дозволяють зробити висновок про те, що введення до контуру керування нейроконтролера дозволяє зменшити коливальність  $\Delta\varphi_r(t)$  до 40% (при цьому дисперсія знаходиться приблизно на рівні 3%).

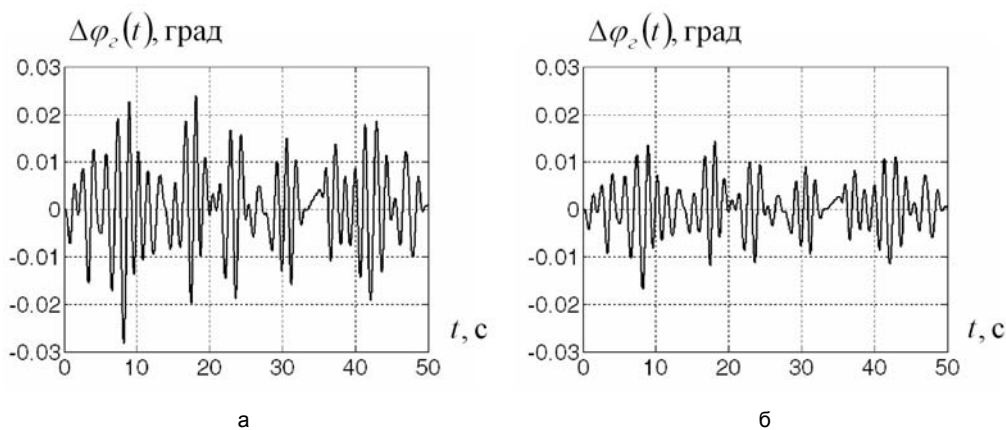


Рис. 6. Динамічні процеси в стохастичній системі стабілізації без нейроконтролера - а і з нейроконтролером - б

На основі об'єктно-орієнтованого моделювання за допомогою інструментального пакета автоматизації проектування Model Vision Studium синтезована модель електрогідравлічного слідкуючого привода з нейроконтролером для системи автоматичної стабілізації у вигляді 3D візуальної моделі з емуляцією режиму роботи реального часу, що дозволяє провести повноцінний аналіз розробленої системи [11].

**Висновки.** В статті розглянута задача розроблення електрогідравлічних слідкуючих приводів для транспортних машин високої прохідності, що знаходяться під впливом зовнішніх випадкових збурень, із застосуванням нейрокібернетичного підходу на базі теорії штучних нейронних мереж і методів еволюційного моделювання на прикладі системи стабілізації. Розроблено функціональну схему електрогідравлічного слідкуючого привода з нейроконтролером для системи автоматичної стабілізації і побудовано нейроконтролер електрогідравлічного слідкуючого привода. Доведено, що використання нейроконтролера в контурі керування дозволяє до 40% підвищити точність системи стабілізації з електрогідравлічним слідкуючим приводом. Розглянуто підходи до проблеми комплексного імітаційного 3D моделювання складних динамічних систем на прикладі електрогідравлічного слідкуючого привода з нейроконтролером для системи автоматичної стабілізації. Повноцінний об'єктно-орієнтований аналіз вищезначених систем повинен містити в собі об'єктивне тестування сценаріїв функціонування системи, параметричний синтез і оптимізацію.

Для подальших досліджень доцільно використання нечітких нейронних мереж з самоорганізацією і змінною структурою, алгоритмів структурного випадкового пошуку на основі еволюційного моделювання, а також введення нейроконтролерів до внутрі-

шніх контурів керування електрогідравлічних слідкуючих приводів. Для підвищення якості навчання доцільно використовувати сумісно два метода, наприклад генетичний алгоритм и алгоритм Back Propagation. Для збільшення швидкості навчання за допомогою генетичного алгоритму доцільно застосування спрощеної схеми зміни мутації.

#### Л и т е р а т у р а

1. Spong M.W., Vidyasagar M. Robot Dynamics and Control. – John Wiley and Sons, 1989.
2. Slotine J.J., Li W. Applied Nonlinear Control. – Prentice Hall, 1991.
3. Александров Е.Е., Александрова И.Е., Костяник И.В. Танковая система наведения и стабилизации с переменной структурой // Интегрированные технологии та энергосбережения. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2006. – №2. – С. 71-74.
4. Suykens A.K., Vandewalle P.L., De Moor Bart L.R. Artificial Neural Networks for Modelling and Control of Non-Linear Systems. Kluwer Academic Publishers. – London, 1997.
5. Терехов В.А., Ефимов Д.В., Тюкин И.Ю. Нейросетевые системы управления. – М.: ИПРЖР, 2002. – 480 с.
6. Архангельский В.И., Богаенко И.Н., Рюмшин Н.А. Нейронные сети в системах автоматизации. – К.: Техніка, 1999. – 238 с.
7. Никонов О.Я., Истомин А.Е. Анализ точности нейростабилизатора танковой пушки с учетом внешних возмущений // Механіка та машинобудування. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2005. – №1. – С. 228–233.
8. Александров Е.Е., Богаенко И.Н., Кузнецов Б.И. Параметрический синтез систем стабилизации танкового вооружения. – К.: Техніка, 1997. – 112 с.
9. Александров Е.Е., Никонов О.Я., Олиарник Б.А. Построение области устойчивости замкнутой системы наведения и стабилизации танковой пушки в плоскости коэффициентов усиления электронного блока управления // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2004. – № 3. – С. 15–18.
10. Никонов О.Я. Математичне моделювання нормального марківського двомірного поля у задачах параметричного синтезу динамічних систем колісних та гусеничних машин // Машинознавство. – 2003. – №1. – С. 27-30.
11. Никонов О.Я., Истомин А.Е., Рафалович Я.Б. Объектно-ориентированное моделирование в задачах синтеза сложных динамических систем // Механіка та машинобудування. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2006. – №1. – С. 264–268.

УДК 621.979.702.406

**Обертюх Р.Р., Искович-Лотоцкий Р.Д. ,  
Архипчук М.Р., Мовчанюк М.А.**

#### **НОВІ ГІДРОІМПУЛЬСНІ ПРИВОДИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВІБРОМАШИН ІЗ ЗАХИСТОМ ГІДРОНАСОСА ВІД ДІЇ ПУЛЬСУЮЧОГО ТИСКУ**

Представлено нові схеми гідроімпульсних приводів із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску, в яких захист гідронасоса привода реалізовано за різними принципами. Рис.3, дж. 9.

Вібраційні технології широко використовуються в різних галузях народного господарства – машинобудуванні, будівництві, сільському господарстві тощо, які здебільшого здійснюються на традиційних технологічних вібромашинах з дебалансним приводом. Останнім часом застосовується відносно новий тип привода – гідроімпульсний (ГІП), який в силу відомих переваг гідравлічного привода (невеликі габарити, прийнятне енергоспоживання, широкий діапазон регулювання робочих параметрів) набуває все більшого поширення в приводах потужних вібраційних (ВМ) та віброударних (ВУМ) в технологічних машин.

За час, що пройшов від розробки перших схем ГП та основної ланки керування цим приводом – генератора імпульсів тиску (ГІТ), відомого в технічній літературі ще під назвами «клапан-пульсатор» та «віброзбуджувач» [1,2], створено десятки різних типів ГП та ГІТ, які реалізують різноманітні ВМ та ВУМ – вібропреси, вібропрес-молоти, вібромашини для виготовлення ливарних форм і будівельних залізобетонних конструкцій, вібростенди тощо [3,4].

Спільним недоліком традиційних ГП є навантаження імпульсами тиску гідронасоса гідросистеми привода та контрольно-розподільної апаратури, що входить до його складу. Схемний пошук шляхів розв'язання цієї проблеми привів до створення ГП із розвантаженням гідронасоса від дії змінної складової тиску, що дозволяє збільшити ресурс приводу, а також розширити типаж гідронасосів, придатних до тривалої роботи в умовах пульсуючого тиску високої інтенсивності.

Пріоритет в розробці ГП із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску належить Вінницькій науковій школі ГП.

Вперше схеми гідроімпульсного привода із розвантаженням гідронасоса від дії пульсуючого тиску запропоновані для привода інерційного вібропрес-молота [5] та в ГП з кульковим відсікаючим клапаном та однокаскадним диференціальним ГІТ [6]. В згаданих схемах розвантаження гідронасоса здійснюється за допомогою допоміжного газогідравлічного гідроаккумулятора, який в процесі роботи привода в деякій мірі компенсує втрату тиску в нагнітальній порожнині гідронасоса.

На рисунку 1 зображена схема нового ГП. Він містить такі основні структурні блоки: двокаскадний клапанний ГІТ 1, цикловий гідроаккумулятор 2, багаточисловий гідроаккумулятор 3, відсікаючий клапан 4, виконавчий гідроциліндр 5 поршневого типу.

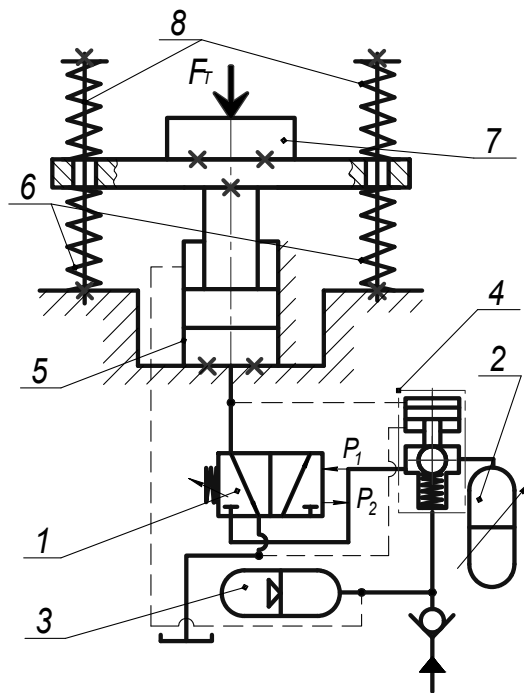


Рис. 1. Схема ГП з додатковими механічними акумуляторами потенціальної енергії

Принцип захисту гідронасоса полягає в тому, що за досягнення в гідросистемі привода тиску робочої рідини (енергоносія) рівному тиску «відкриття» ГІТ 1 він перемикається у праве положення (за схемою на рис.1) і сполучається із порожниною вико-

навчого гідроциліндра 5 і відсікаючим клапаном 4, куди надходить енергоносій і перемикає останній у нижнє положення (за схемою на рис.1), в результаті чого багаточисловий гідроаккумулятор 3 та напірна гідролінія від'єднуються від ГПТ 1 та циклового гідроаккумулятора 2. Під час здійснення виконавчим гідроциліндром 5 робочого ходу внаслідок розрядки циклового гідроаккумулятора 2 та падіння тиску енергоносія до рівня тиску «закриття» ГПТ 1, він та відсікаючий клапан 4 повертаються в початкове положення, внаслідок чого напірна гідролінія знову з'єднується із ГПТ 1 та цикловим гідроаккумулятором 2. Далі цикл повторюється.

У запропонованій схемі з метою підвищення ефективності вібронавантаження об'єкта технологічного впливу, під час прямого ходу виконавчого гідроциліндра додатково використовуються механічні акумулятори потенціальної енергії, наприклад, пружинного типу.

За закритого ГПТ 1, коли тиск в цикловому гідроаккумуляторі 2 менше тиску «відкриття», поршень гідроциліндра 5 відтягується в нижнє крайнє положення (за рис. 1) і, деформуючи пружини 6 механічного акумулятора, запасє певну потенціалну енергію. Під час спрацювання ГПТ 1 енергія механічного акумулятора разом із енергією циклового гідроаккумулятора 2 витрачається на виконання корисної роботи для впливу на технологічний об'єкт 7.

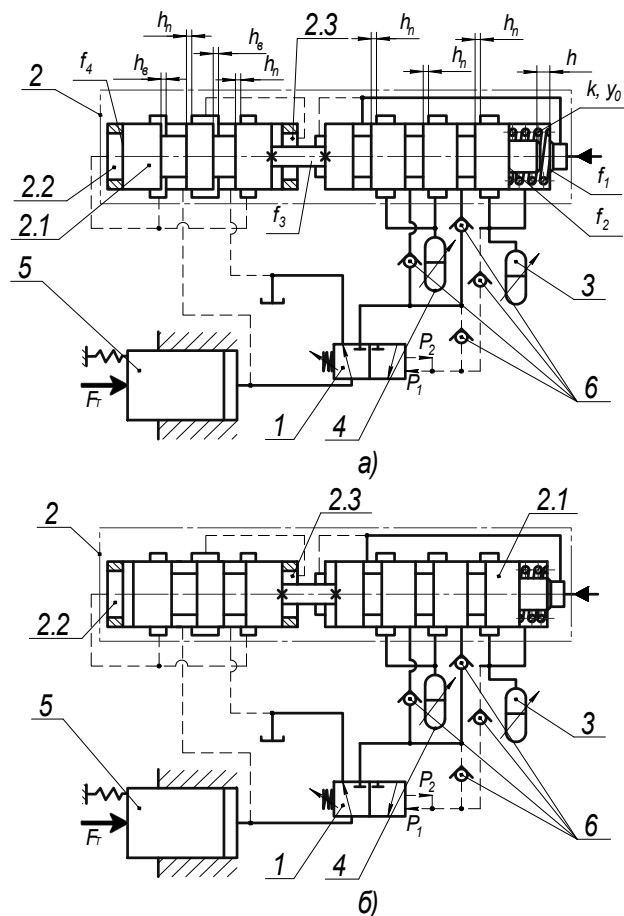


Рис. 2. Схема ГПТ із двома цикловими гідроаккумуляторами  
а - зарядка гідроаккумулятора 3; б - зарядка гідроаккумулятора 4.

Пружини 8 використовуються для попереднього натягу пружин 6 механічного акумулятора. Застосування двокаскадного клапанного ГПТ 1, наприклад виконаного за схемою, наведеною в праці [7], розширює технічні можливості ГПП.

Практична реалізація даного типу привода є складною задачею, оскільки багатоцикловий гідроакумулятор, що входить як структурний блок до розглянутої схеми ГПП, є конструктивно складним пристроєм із значними габаритами, приєднання якого до гідросистеми привода пов'язано з певними технологічними і конструктивними труднощами. В зв'язку із цим створення схем ГПП без багатоциклового гідроакумулятора, на нашу думку, є перспективним напрямком розвитку ГПП із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску. Одна із можливих схем ГПП такого типу зображена на рисунку 2,а, яка складається із однокаскадного трилінійного ГПТ 1, керувально-розподільного блоку 2 золотникового типу із механічним зв'язком, циклових гідроакумуляторів 3 та 4, виконавчого гідроциліндра 5 плунжерного типу.

В запропонованій схемі принцип захисту гідронасоса привода полягає в почерговій зарядці циклових гідроакумуляторів 3 та 4.

Після завершення зарядки циклового гідроакумулятора 4 до тиску «відкриття» ГПТ 1 він перемикається у праве положення (за схемою на рис. 2,а) і енергоносія надходить в порожнину виконавчого гідроциліндра 5 та порожнину 2.2 керувально-розподільного блоку 2, де, діючи на площу  $f_4$  золотника 2.1, перемикає його у праве положення (див. рис. 2,б), чим відсікає напірну гідролінію від ГПТ 1 і циклового гідроакумулятора 3 та з'єднує її із цикловим гідроакумулятором 4. Під час розрядки циклового гідроакумулятора 3 в порожнину виконавчого гідроциліндра 5, він здійснює робочий хід, внаслідок чого тиск в гідросистемі падає до тиску «закриття» ГПТ 1, який перемикається у початкове положення. Заряджений цикловий гідроакумулятор 4 спричиняє зростання тиску енергоносія до рівня тиску «відкриття» ГПТ 1, що призводить до спрацювання ГПТ 1. Внаслідок розрядки циклового гідроакумулятора 4 енергоносії під тиском надходить у порожнину виконавчого гідроциліндра 5 та в порожнину 2.3 керувально-розподільного блоку 2, чим спричиняє перемикання його у вихідне положення. Після здійснення виконавчим гідроциліндром 5 робочого ходу, падіння тиску в системі до рівня тиску «закриття» ГПТ 1 та перемикання його у початкове положення цикл повторюється.

Запропонована схема є роботоздатною за наявності в гідросистемі привода зворотних клапанів 6, рівності позитивного та від'ємного перекирть золотника 2.1 керувально-розподільного блоку 2 та наступних умов:

$$p \cdot f_2 + k_0 \cdot y_0 > p(f_2 - f_3); \quad (1)$$

$$p(f_2 - f_3) > p \cdot f_1 + k(y_0 + h); \quad (2)$$

$$p \cdot f_4 + p(f_2 - f_3) > p \cdot f_2 + k(y_0 + h); \quad (3)$$

$$p(f_4 - f_3) + k(y_0 + h) + p \cdot f_1 > p(f_2 - f_3). \quad (4)$$

Гідравлічна фіксація золотника 2.1 керувально-розподільного блоку 2 у вихідному положенні (рис. 2,а) забезпечується при виконанні умови (3), а у правому положенні (рис. 2,б) – при виконанні умови (4).

Шляхом поєднання ГПТ та відсікаючого пристрою в одній конструкції можна реалізувати ГПП із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску, в якому відсутній багатоцикловий гідроакумулятор і використовується тільки один цикловий гідроакумулятор. Принципова схема одного із варіантів такого ГПП зображена на рисунку 3.

Основними структурними блоками цього ГПП є: ГПТ 1, що складається із сервопривода 1.1, виконаного за схемою, наведеною в працях [2,8,9], п'ятилінійного золотникового другого каскаду з параметричним принципом збільшення швидкості відкриття, основною ланкою якого є п'ятикромковий золотник 1.2, навантажений пружиною 1.3, попередня деформація якої регулюється гвинтом 1.4, модуля тонкого налагодження у вигляді паралельно з'єднаних зворотного клапана 1.7 та регульованого дроселя 1.8, і

дроселя 1.6 – регулятора швидкості зворотного ходу золотника 1.2; циклового гідроаккумулятора 2; виконавчого гідроциліндра 3 поршневого типу; дроселя 4; керованого зворотного клапана 5; зворотного клапана 6 та пристрою 7. Параметричний принцип збільшення швидкості відкриття золотника 1.2 реалізовано за допомогою клапанної частини золотника 1.2, утвореної на нижньому його торці (за схемою на рис. 3), а з метою оптимізації режиму закриття золотника 1.2 в центральний ступінчастий отвір, виконаний в клапанній частині золотника 1.2, вбудовано ступінчастий клапан 1.5.

Робочий цикл ГП здійснюється наступним чином. Після завершення процесу зарядки циклового гідроаккумулятора 2 до тиску  $p_1$  спрацьовує сервопривод 1.1 ГП 1, в результаті чого через дросель 1.8 блоку тонкого налагодження порожнина В з'єднується з порожнинами  $B_2$  та  $B_3$ . Клапан 1.5 дією енергоносія під тиском  $p_1$  закривається, а золотник 1.2 починає рухатись на шляху прямого ходу відкриття.

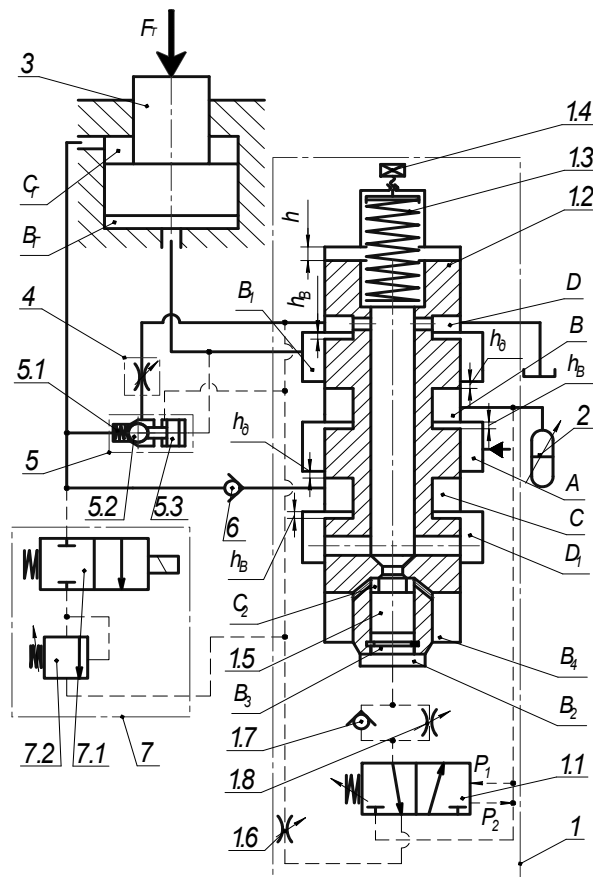


Рис. 3. Схема ГП із п'ятилінійним двокаскадним ГП золотникового типу без багатоциклового гідроаккумулятора

Після відриву клапанної частини золотника 1.2 від сідла енергоносія під робочим тиском проникає в порожнину  $B_4$  і діє на всю площу поперечного перерізу золотника 1.2, що призводить до різкого зростання сили тиску енергоносія на цю площу і прискореного переміщення золотника 1.2 на величину робочого ходу  $h$ .

В результаті такого переміщення золотника 1.2 розташування додатних  $h_d$  та від'ємних  $h_B$  перекриття змінюється, внаслідок чого гідроаккумулятор 2 через порожнини  $B$ ,  $B_1$  і від'ємне перекриття  $h_B$  з'єднується з поршневою порожниною  $B_1$  гідроциліндра 3,

а напірна гідролінія гідронасоса (непоказаний на схемі, рис. 3) через порожнини  $A$ ,  $C$ , від'ємне перекриття  $h_B$  та зворотний клапан 6 сполучається зі штоковою порожниною  $C_Г$ . Внаслідок розрядки циклового гідроаккумулятора 2 в порожнину  $B_Г$  тиск в ній спочатку зростає до рівня  $p_1$ , дія якого на поршень 5.3 закриває зворотний клапан 5 і приводить в рух поршень гідроциліндра 3, оскільки початкове зусилля тиску енергоносія з боку порожнини  $B_Г$  перевищує сумарне зусилля опору штокові поршня гідроциліндра 3.

Розгін поршня гідроциліндра 3 під дією імпульсу тиску з циклового гідроаккумулятора 2 до певної швидкості спричиняє в порожнині  $B_Г$  зменшення тиску енергоносія до рівня  $p_2$ , що викликає перемикання сервопривода 1.1 ГПТ 1 в початкове положення і зворотний рух золотника 1.2 другого каскаду генератора 1 з регульованою дроселем 1.6 швидкістю. Підвищення тиску енергоносія в порожнинах  $B_4$  та  $C_2$  внаслідок його стискування в момент посадки клапанної частини золотника 1.2 на сідло відкриває клапан 1.5, чим забезпечується чітка фіксація золотника 1.2 в початковому положенні.

В момент зворотного ходу поршня гідроциліндра 3 запірний елемент 5.2 зворотного клапана 5 дією пружини 5.1 відкривається і з'єднує порожнину  $C_Г$  через дросель 4 зі зливною гідролінією. Дросель 4 регулює перепад тиску між порожнинами  $C_Г$  і  $D$ , чим забезпечується чітке повернення у вихідне положення поршня гідроциліндра 3 за час повторної зарядки циклового гідроаккумулятора 2 на наступний робочий хід поршня.

Пристрій 7, що складається з переливного клапана 7.2 і пускового гідророзподільника 7.1 вмикається в гідролінію після зворотного клапана 6 для запобігання можливого підвищенню тиску в штоковій порожнині  $C_Г$  гідроциліндра 3 понад  $p_1$  в момент перемикання золотника 1.2 і з'єднання порожнин  $A$  та  $C$ .

#### **Висновки:**

1. Застосування для привода ВМ та ВУМ ГПП із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску дозволяє підвищити надійність і термін служби гідронасоса та інших ланок привода, а також використовувати в ГПП гідронасоси високого тиску плунжерного типу, що суттєво зменшує габарити гідроагрегатів і розширює технологічні можливості привода.

2. Розробка нових конструктивних схем ГПТ, в яких поєднані параметричний принцип підвищення швидкодійності основного каскаду та функції генератора імпульсів тиску і відсікаючого клапана, внаслідок чого відпадає необхідність використання багаточислових гідроаккумуляторів, є перспективним напрямком створення нових.

#### **Література**

1. Обертюх Р.Р., Іскович-Лотоцький Р.Д. Генератори імпульсів тиску для гідроімпульсного приводу // Вісник ВПП – 1995. – №1(6). – С. 42-47.
2. Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р., Обертюх М.Р. Генератори імпульсів тиску для технологічних вібромашин з гідроімпульсним приводом // Вибрації в техніці і технологіях – 1998. – №2(6). – С. 84-87.
3. Іскович-Лотоцький Р.Д., Матвеев І.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. – Киев: Техніка, 1982. – 208 с.
4. Іскович-Лотоцький Р.Д., Обертюх Р.Р., Севостьянов І.В. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій. Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – 291 с.
5. А. с. 1088858 СССР, МКИ<sup>3</sup> В21J9/06. Гидравлический привод вибропресса / Ю.А. Бочаров, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Б.Н. Пентюк – №3536719/25-27. Заявл. 31.12.82; Опубл. 30.04.84. Бюл. №16 // Открытия. Изобретения. – 1984. – №16. – С. 101.
6. А. с. 1426685 СССР, МКИ<sup>3</sup> В21J9/06. Гидроимпульсный привод вибропресса / Р.Р. Обертюх, Р.Д. Іскович-Лотоцький, А.А. Гуменчук – №4228388/31-27. Заявл. 13.04.87; Опубл. 30.09.88. Бюл. №36 // Открытия. Изобретения. – 1988. – №36. – С. 98.
7. Пат. 7804 України, МПК<sup>7</sup> F15B21/12. Генератор імпульсів тиску. Обертюх Р.Р., Іскович-Лотоцький Р.Д., Архипчук М.Р., Бернада М.А. – №20041109354 Заявл. 15.11.2004, Опубл. 15.07.2005 Бюл. № 7, 2005 р. – 3 с.

8. Обертюх Р.Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола. Дис... канд. техн. наук. 05.03.05. – М., 1986. – 313 с.
9. Архипчук М.Р. Швидкодійний генератор імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних технологічних машин. Дис... канд. техн. наук. 05.02.03. – Вінниця, 2006. – 221 с.

УДК 622 .64

**Поліщук Л.К., Адлер О.О., Штурма А.Л.**

### **КЕРУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ГІДРОПРИВОДА ІЗ ЗМІННИМ НАВАНТАЖЕННЯМ НА РОБОЧОМУ ОРГАНІ**

Розроблена конструктивна схема керуючого пристрою для гідроприводу із змінним навантаженням. На основі складеної математичної моделі пристрою керування розраховано основні конструктивні параметри першого та другого каскадів клапана керування.

При роботі транспортерів сільськогосподарських машин із змінними режимами транспортування, можуть виникати умови, коли через збільшення навантаження, величина якого коливається в значних межах, для уникнення поломок привода необхідна його термінова зупинка.

Такі режими транспортування характерні для роботи похилого (бункерного) конвеєра буртоукладальної машини чи відвантажувального і поперечного конвеєрів корене-збиральної машини РКС-6 [1,2], а також акумулюючого конвеєра, що працює в гірничорудних шахтах, завантаження якого здійснюється скреперними пристроями, які неперервно подають гірничу масу від забою до конвеєра [3].

Наприклад, під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспортного засобу транспортери зупиняють та після їх заповнення здійснюється повторний запуск привода, навантаження зростає в декілька разів порівняно з номінальним. В електромеханічному приводі під час повторного запуску такого транспортера може вийти з ладу його механічна частина, а в гідравлічному – спрацьовує запобіжний клапан гідросистеми.

В роботі [4] запропоновано розв'язок даної проблеми шляхом використання в гідравлічному приводі двох гідромоторів, що приводять в рух передавальний механізм. При номінальному навантаженні працює лише один з гідромоторів, а інший працює в холосту. Вмикання другого гідромотора паралельно першому здійснюється керуючим пристроєм чутливим до навантаження, що перевищує номінальне, в результаті чого моменти обох двигунів в разі, коли робочі об'єми їх рівні, додаються, а частота обертання зменшується вдвічі. При зниженні навантаження нижче певного рівня, система керування автоматично відмикає другий гідромотор.

Недоліком вказаного керуючого пристрою є властива клапану прямої дії крутизна витратної характеристики, тому, за умови збільшення швидкості транспортування конвеєра, його необхідно переналагоджувати для забезпечення стабільного значення спрацьовування за тиском. Ще одним недоліком такої конструкції є значно звужена зона стійкої роботи системи при підвищених потужностях привода, що може стати причиною некерованих автоколивальних процесів.

На рис.1 наведена конструкція керуючого пристрою, виконаного у вигляді клапана непрямої дії, в якому відсутні згадані вище недоліки.

Основний клапан керування містить клапан першого каскаду – конічний затвор 16 в корпусі 2, притиснутий до сідла 15 пружиною 3, регулювальний гвинт 1 для налагодження на заданий тиск, а також клапан другого каскаду – трубчастий золотник 7, при-

тиснутий пружиною 5 до сідла 10. Внутрішньою поверхнею трубчастий золотник 7 спряжений з циліндричним сердечником 13, що забезпечує його напрямок переміщення при взаємодії з сідлом 10, а зовнішньою поверхнею – з поверхнею розточки корпуса 4 і ущільнений гумовим кільцем 6.

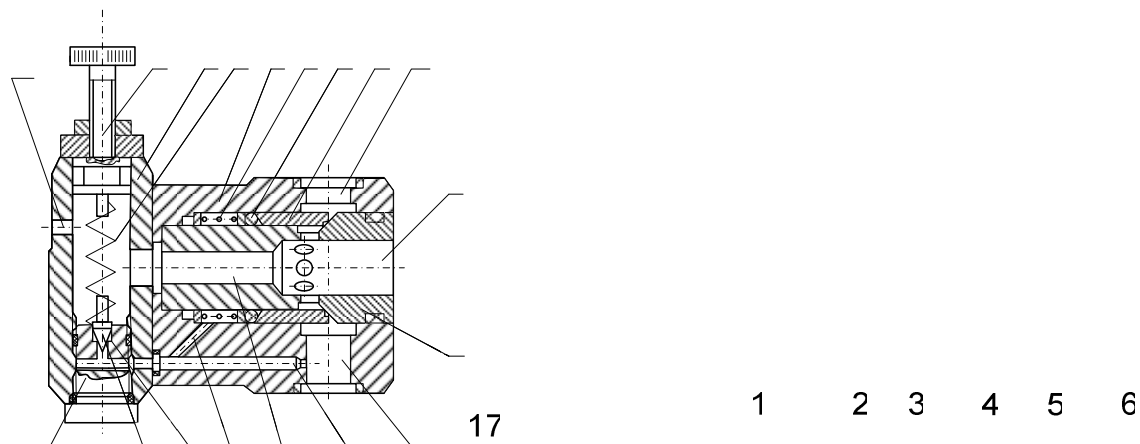


Рис. 1. Конструктивна схема клапана керування непрямої дії

Клапан працює наступним чином.

При досягненні на вході (отвори 8 та 11) тиску налагодження конічний затвор 16 стискує пружину 3, зміщується відносно сідла 15 і робоча рідина поступає на злив через отвір 17. При цьому на дроселі 12 виникає перепад тисків, за рахунок чого трубчастий золотник 7 стискає пружину 5, зміщується відносно сідла 10 вліво, пропускаючи робочу рідину на злив через отвір 9.

Дросель 14 демпує трубчастий золотник 7, підвищуючи цим динамічну стійкість клапана, а також формує надклапанну порожнину (між дроселем 14 та торцем трубчастого золотника 7), оптимальна величина податливості якої забезпечує необхідні перехідні характеристики клапана. Необхідно зазначити, що площа  $f_{др1}$  дроселя 12 значно менша площі  $f_{др2}$  дроселя 14. При цьому дросель 14 не впливає на коефіцієнт підсилення за витратами клапана першого каскаду, а також не погіршує статичні характеристики клапана керування.

Для того, щоб гідропривід працював усталено, без вібрацій на контактній поверхні трубчастого золотника 7 виконана кільцева розточка, а спряження конічного затвора 16 з сідлом 15 здійснено за двома поверхнями різного діаметра.

З метою визначення оптимальних конструктивних параметрів клапана непрямої дії, що забезпечить вказаний режим роботи згідно наведеної на рис. 2 розрахункової схеми, складена математична модель, яка містить рівняння, котрі описують його роботу [5].

В основу математичного опису роботи клапана непрямої дії покладені рівняння витрат робочої рідини, що поступає до другого гідромотора через клапан, рівняння руху золотника клапана, а також умови відкриття та закриття клапана.

При складанні рівнянь (1-8) прийняті такі допущення:

- напірні з'єднувальні трубопроводи короткі, тому гідравлічним опором і хвильовими процесами в них можна знехтувати ( $\Delta p_{тр} = 0$ );
- температура і в'язкість потоку робочої рідини приймалися постійними ( $t^o = const$ ;  $\beta = const$ );
- податливості порожнин, а також стисливість робочої рідини враховувалися як усереднені величини для даного діапазону зміни тиску;

- тиск рідини у всіх точках об'єму напірної та клапанної магістралей змінюється синфазно;
- сили сухого тертя невеликі, тому ними можна знехтувати;
- інерційний напір в дросельній магістралі малий порівняно з повним втраченим напором рідини;
- кут відхилення потоку приблизно постійний і не змінюється при малих коливаннях закриття клапана поблизу усталеного положення;
- коефіцієнт витрат через дросельні та золотникові елементи постійний;
- втрати з магістралі нагнітання пропорційні тиску;
- режим роботи – безкавітаційний.

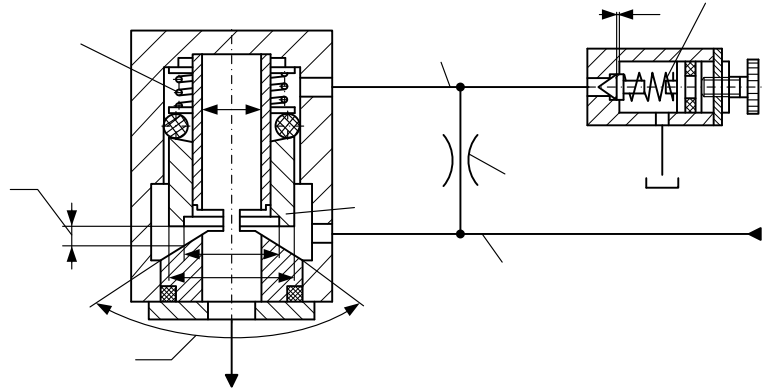


Рис. 2. Розрахункова схема двокаскадного клапана керування

Наведені допущення дозволяють отримати прийнятний опис роботи приводного пристрою.

Рівняння витрат робочої рідини в напірній магістралі

$$q_H n_H - \sigma_1 p_1 - Q_{\partial 1} - Q_{\partial 2} - k_1 V_1 \left( \frac{dp_1}{dt} \right) = 0; \quad e_1 \quad (1)$$

Рівняння витрат робочої рідини, що поступає до другого гідромотора через клапан

$$Q_{\partial 2} = Q_{\text{кл}} + Q_{\text{др}} + \sigma p_1 + \frac{V_1}{E} \frac{d}{dt} p_1 + f_1 \frac{d}{dt} h_1; \quad d_1 \quad (2)$$

Рівняння руху золотника клапана

$$f_1 p_1 + f_2 p_3 = m_1 \frac{d^2}{dt^2} h_1 + \beta_1 \frac{d}{dt} \dot{h}_1 + F_{\text{г.д.}}(h_1 + x_1), \quad (3)$$

В цих рівняннях

$$Q_{\text{кл}} = \mu_1 b_1 h_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_3)}{\rho}}; \quad d_2 \quad (4)$$

$$Q_{\text{др}} = \mu_{\text{др}} f_{\text{др}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{\text{кл}})}{\rho}}; \quad d_3 \quad (5)$$

$$F_{\text{г.д.}} = Q_{\text{кл}} \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)} \cos \alpha_1. \quad (6)$$

$a_1$

Відкриття клапана першого каскаду здійсниться за умови

$$p_{кв} = \frac{kh_2}{f_3}. \quad (7)$$

Закриття клапана відбудеться при

$$p_{кз} = p_1' \frac{f_3}{f_4} + \frac{kh_2}{f_4}. \quad (8)$$

В рівняннях (1 - 8) використані наступні позначення:  $Q_{d1}$ ,  $Q_{d2}$  - витрати через гідромотори;  $p_1$  - тиск в напірній магістралі;  $p_3$  - тиск в магістралі другого гідромотора після спрацювання клапана керування;  $q_n$  - робочий об'єм насоса;  $n_n$  - число обертів вихідного вала насоса;  $Q_2$  - витрата в зливній магістралі;  $\sigma_1$  - коефіцієнт витрат з порожнин гідроприводу, що знаходяться під тиском  $p_1$ ;  $k_1$  - коефіцієнт податливості напірної магістралі з урахуванням стисливості рідини, об'єм якої рівний  $V_1$ ;  $Q_{кл}$ ,  $Q_{др}$  - відповідно, витрати через клапан і дросель;  $E$  - зведений модуль пружності напору;  $p_1$ ,  $p_3$ ,  $p_{кл}$  - тиск в напірній та зливній магістралях клапана та дроселя;  $h_1$ ,  $b_1$  - відкриття та довжина робочого отвору золотника;  $m_1$  - маса золотника;  $e_1$ ,  $x_1$  - жорсткість та попередній стиск пружини;  $\beta_1$  - коефіцієнт в'язкого демпфування,  $\mu_1$ ,  $\mu_{др}$  - коефіцієнт витрат, відповідних прохідних перерізі;  $\rho$  - густина оливи;  $f_1$  - площа контакту торця золотника;  $f_2$  - повна площа торця золотника;  $f_3$  - площа конуса затвора в місці контакту з сідлом;  $f_4$  - площа циліндричної частини затвора;  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  - діаметри поверхонь золотника;  $d_4$ ,  $d_5$  - діаметри поверхонь затвора;  $f_{др}$  - площа поперечного перерізу дроселя;  $F_{гд}$  - гідродинамічна сила;  $\alpha_1$  - кут відхилення потоку рідини при виході з робочої порожнини.

Визначення основних конструктивних параметрів клапану першого каскаду (рис. 3) в експериментальному пристрої керування здійснювалось на основі залежностей (6) та (7). Розрахунки проводились для різних значень  $\Delta p_k = p_{кв} - p_{кз}$  різниці тисків відкриття і закриття клапана. На рис. 4 представлено залежності діаметра циліндричної частини затвора  $d_5$  при відповідному діаметрі конуса затвора в місці контакту з сідлом -  $d_4$ , від різниці тисків  $\Delta p$  відкриття та закриття клапана першого каскаду.

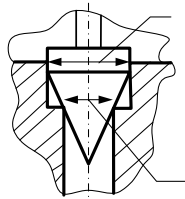


Рис.3 Основні конструктивні параметри першого каскаду клапана керування

Для визначення основних конструктивних параметрів клапана другого каскаду (рис. 5) керуючого пристрою було проаналізовано рух клапана (рівняння (2)), з якого отримано залежності:

$$\frac{f_1}{f_2} = \frac{t_2^2 \cdot h_1}{t_1^2 \cdot h_2}, \quad \frac{f_1}{f_2} \leq 1, \quad (9)$$

де  $t_1$ ,  $t_2$  - тривалість відкриття клапана по поверхнях площами  $f_1$  та  $f_2$ , відповідно;  $h_1$ ,  $h_2$  - величина відкриття поверхонь площами  $f_1$  та  $f_2$ , відповідно.

Залежності величини діаметра  $d_2$  клапана другого каскаду від тривалості відкриття поверхонь клапана по площам  $f_1$  та  $f_2$  показано на рис.6.

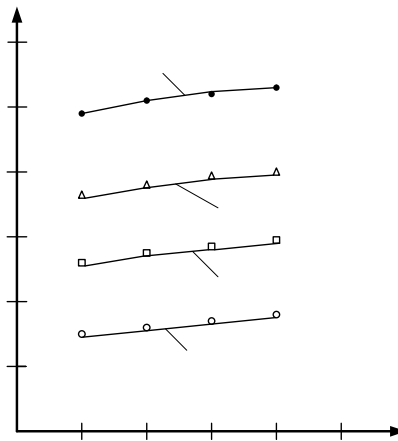


Рис. 4 Залежності діаметра циліндричної частини затвора  $d_5$  від різниці тисків  $\Delta p_k$  відкриття та закриття клапана першого каскаду при: 1 -  $d_4=3 \cdot 10^{-3}$  м, 2 -  $d_4=4 \cdot 10^{-3}$  м, 3 -  $d_4=5 \cdot 10^{-3}$  м, 4 -  $d_4=6 \cdot 10^{-3}$  м.

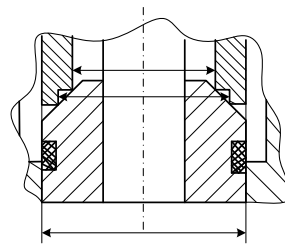


Рис.5 Основні конструктивні параметри другого каскаду клапана керування

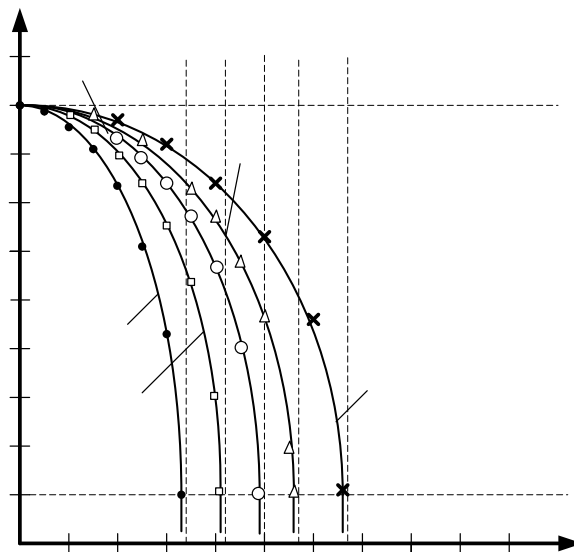


Рис.6. Залежності величини діаметра  $d_2$  клапана від величини та тривалості відкриття поверхонь клапана по площам  $f_1$  та  $f_2$ : 1 -  $h_2=0,9h$ , 2 -  $h_2=0,85h$ , 3 -  $h_2=0,8h$ , 4 -  $h_2=0,75h$ , 5 -  $h_2=0,7h$ .

Решта конструктивних елементів керуючого пристрою розраховуються за допомогою рівнянь (1-8).

На основі розрахованих конструктивних параметрів клапана керування виготовлено експериментальний зразок керуючого пристрою з наступними технічними характеристиками:

1. Умовний прохід, мм – 16;
2. Тиск на вході, МПа  
- номінальний - 20  
- максимальний - 25  
- мінімальний – 1;
3. Максимальний тиск розвантаження, МПа – 0,4;
4. Діапазон регулювання тиску, МПа – 8-25;
5. Витрати робочої рідини, л/хв  
- номінальний - 80  
- максимальний - 100  
- мінімальний – 3;
6. Внутрішня герметичність, см<sup>3</sup>/хв, не більше 300;
7. Пере регулювання по тиску при випадковому збільшенню витрат, %- 4...6
8. Температура робочої рідини, °С – 10-80;
9. Кінематична густина робочої рідини, мм/с – 20-1000;
10. Ресурс, кількість циклів, млн. – 10;
11. Маса, кг – 2,1.

**Висновок.** Приведені експериментальні дослідження дозволяють уточнити отримані теоретичним шляхом параметри пристрою керування для гідроприводу із змінним навантаженням на робочому органі.

#### Л і т е р а т у р а

1. Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д., Коцюбівський Р.П. Гідрофікація транспортних засобів буртоукладальних машин. // Вібрації в техніці і технологіях, Всеукраїнський науково-технічний журнал, Вінниця, ВГАУ, 2002-№5(26).
2. Новиков Е.Е., Пономарчук А.Ф., Полищук Л.К. О применении гидродвигателей в приводах транспортирующих устройств // Республиканский межведомственный сборник «Гидропривод и гидропневмоавтоматика», – К., 1987. – Вып. 23 – С. 119-122.
3. Коваленко В. Я., Кириленко В. С. Оценка надежности ленточного конвейера для аккумулярующих выработок рудных шахт // Надежность горных и транспортных машин. Сб. науч. тр. – Киев: Наук. думка, 1985, с. 21-23.
4. Поліщук Л. К., Пурдик В. П., Адлер О. О. Вмонтований гідравлічний привод чутливий до навантаження // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIII международной технической конференции в г. Севастополе 11- 16 сентября, 2006 г. В 5- ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т.5, с. 291 – 294.
5. Поліщук Л. К., Адлер О. О. Математичне моделювання гідравлічного мотор-барабана стрічкового конвеєра // Наукові нотатки. Луцьк. – 2005., с. 273 – 282.

Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В.,  
Волик В.С., Горбатко М.В.

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРИВОДА КЕРУВАННЯ ТОВЩИНОЮ МАСЛЯНОЇ ПЛІВКИ В РЕГУЛЬОВАНИХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРАХ

Побудовано математичну модель електрогідравлічного привода керування товщиною масляної плівки в гідростатичних опорах; визначено вплив конструктивних параметрів приводу на його робочі характеристики. Рис. 5. Дж. 3

Аналіз теоретичних і експериментальних робіт дозволяє зробити висновок, що основним параметром гідростатичних опор (ГСО), який визначає їх жорсткість, несучу здатність і можливість впливати на стабільність положення вісі шпинделя, є товщина масляної плівки між шпинделем і гідростатичною втулкою. Слід відзначити, що при автоматизації процесу керування положеннями роторів машин і шпинделів верстатів, які мають гідростатичні опори, виникає складність керування величиною масляної плівки. Отже, для промислової реалізації в машинах засобів автоматичного керування положенням роторів і шпинделів на гідростатичних опорах, необхідний пошук нових рішень в створенні ефективного приводу керування параметрами масляної плівки опор.

Існуючі приводи керування товщиною масляного прошарку в опорних вузлах металорізальних верстатів мають складну конструкцію, яка, як приклад, характеризується значною інерційністю та низькою швидкодією. Слід також відмітити складність реалізації точного позиціонування виконавчого механізму приводу за сигналами каналу зворотного зв'язку.

Отже, задача створення швидкодіючого механізму керування товщиною масляної плівки в ГСО надійними засобами, які адаптовані до промислового використання, є актуальною для сучасного верстатобудування.

Загальний вигляд системи автоматичного керування (САК) точністю обертання шпинделя з електрогідравлічним приводом зображено на схемі (рисунок 1). Об'єкт керування – шпиндельний вузол (ШВ), на який діють збурення –  $f_1, f_2, \dots, f_n$  від сили різання, коливань викликаних неточністю виготовлення вузла, коливань в приводі головного руху і т.д. Окремі операції керування виконуються елементами: вимірювальним – ВЕ, керуючим – КЕ, виконуючим – ВикЕ. На рисунку керуючий елемент показано у вигляді двох складових – вузла порівняння і підсилювача (перетворювача) П.

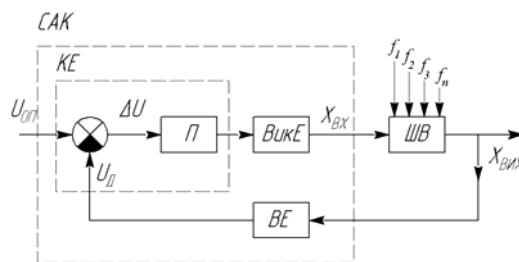


Рис. 1. Структурна схема системи автоматичного керування точністю обертання шпинделя з електрогідравлічним приводом

В результаті коливань шпindelної бабки, які виникають в процесі обробки, сигнали з датчика прискорень, що жорстко закріплені на бабці, направляються в аналоговий пристрій. Надалі сигнал за допомогою аналогового пристрою порівнюється з критичним опорним значенням. При перевищенні рівнем коливань шпindelної бабки припустимої величини, яка встановлюється попереднім налагодженням аналогового пристрою, сигнал після підсилення надходить до електромеханічного перетворювача, а потім на гідропідсилювач, внаслідок чого відкривається прохід рідини від насоса в поршневу камеру гідроциліндра. Паралельно сигнал поступає до блоку керування електродвигуна насосу періодичної дії, вмикаючи його. При переміщенні штока з зубчатою рейкою повертається шестерня, на внутрішній поверхні якої виконана різь. За допомогою різі (див. рисунок 2) регульована ГСО має можливість осевого переміщення, внаслідок чого, за рахунок зовнішньої конічної поверхні (кут  $\alpha_1$ ) в конструкції (рисунок 2), зменшується зазор  $\delta$  між карманами опори та шпindelем, що підвищує жорсткість шпindelного вузла.

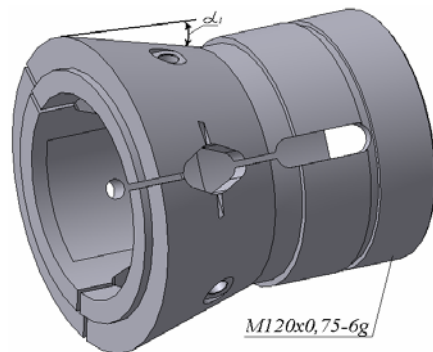


Рис. 2. Конструкція регульованої гідростатичної опори

Найважливішою складовою системи автоматичного керування є електрогідравлічний привід керування товщиною масляної плівки опори. Саме тому є важливим дослідження робочих процесів в приводі керування.

Математична модель САК товщиною масляної плівки можна представити у вигляді наступної системи рівнянь 1.1-1.9.

Рівняння 1.1 – описує динаміку шпindelного вузла; 1.2, 1.3 – умова спрацювання аналогового пристрою; 1.4, 1.5 – відноситься до електромеханічного перетворювача; 1.6 – рівняння витрат рідини гідропідсилювача; 1.7 – рівняння динаміки поршня гідроциліндру; 1.8, 1.9 – основні кінематичні залежності зубчатої передачі і регульованої ГСО.

З метою спрощення подальших досліджень приводу керування товщиною масляної плівки необхідно провести лінеаризацію моделі, представленої системою рівнянь 1.1 – 1.9.

Питання дослідження динаміки шпindelного вузла (ШВ) всебічно розглянуто в роботах [1, 2]. Основну увагу в даних роботах приділено процесам, що відбуваються в каналі зворотного зв'язку системи і які є визначальними з точки зору, насамперед, надійності та швидкодії САК.

$$m_w \frac{d^2 y}{dt^2} + h \frac{dy}{dt} + \frac{1}{e_1} \cdot y = p_d \cdot \sin(\beta) + \frac{e_2}{e_1} \cdot p_n \cdot \sin(\beta_1 + \beta_k); \quad (1.1)$$

$$\begin{cases} U_\delta \leq U_{on}; I_{aux} = 0 \text{ mA}; \\ U_\delta > U_{on}; I_{aux} = 25 \text{ mA}; \end{cases} \quad (1.2)$$

$$\begin{cases} U_\delta \leq U_{on}; I_{aux} = 0 \text{ mA}; \\ U_\delta > U_{on}; I_{aux} = 25 \text{ mA}; \end{cases} \quad (1.3)$$

$$m \frac{d^2 x_y}{dt^2} + h \frac{dx_y}{dt} + c_{n_u} \cdot x_y = k_i \cdot i_y; \quad (1.4)$$

$$i_y R + L(\delta, i_y) \frac{di}{dt} + i_y \frac{dL(\delta, i_y)}{dt} = u; \quad (1.5)$$

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (p_n - p)}; \quad (1.6)$$

$$M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = p_n \cdot F_1 - p_c \cdot F_2 - T - G - P; \quad (1.7)$$

$$k_n = \frac{360}{\pi \cdot m_t \cdot z_1}; \quad (1.8)$$

$$k_o = \frac{2 \cdot r \cdot P_{pizi} \cdot z}{360 \cdot d_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1; \quad (1.9)$$

де:  $m$  – маса рухомої системи;  $h$  – коефіцієнт демпфірування;  $c_{n_u}$  – жорсткість центруючої пружини;  $k_i$  – крутість тягової характеристики перетворювача;  $i_y$  – струм керування;  $R$  – активний опір обмотки;  $u$  – вхідна напруга;  $p_n$  – тиск живлення;  $p$  – навантаження (перепад тисків у робочих порожнинах гідродвигуна);  $\rho$  – масова густина рідини;  $d$  – діаметр золотника;  $x$  – переміщення золотника;  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $y$  – переміщення поршня;  $t$  – час;  $M$  – загальна рухома маса частин поршня;  $F_1$  – ефективна площа поршня в напірній порожнині;  $F_2$  – ефективна площа поршня в зливній порожнині;  $p_c$  – тиск в зливній порожнині;  $T$  – сила тертя в гідроциліндрі;  $G$  – вага рухомих частин;  $P$  – сила корисного навантаження;  $P_{pizi}$  – крок різі;  $z_1$  – число зубів шестерні;  $m_t$  – окружний ділительний модуль зубів шестерні;  $r$  – радіус різі хвостової частини регульованої ГСО;  $z$  – число заходів різі;  $d_2$  – середній діаметр різі;  $\alpha_1$  – кут нахилу зовнішньої конічної поверхні опори;  $m_w$  – маса шпинделя;  $y$  – поперечні коливання шпинделя;  $e_1$  – деформативність шпинделя в зоні різання;  $p_d$  – динамічна складова сили різання;  $p_n$  – зусилля в приводній передачі;  $e_2$  – деформативність шпинделя в зоні приводної передачі;  $\beta$  – кут між силою різання і віссю  $z$ ;  $\beta_k$  – кут розміщення шестерні приводної передачі відносно осі  $y$ ;  $\beta_1$  – кут зачеплення в приводній передачі.

*Електромеханічний перетворювач.*

Наявність повітряного зазору ( $\delta > \delta_0$ ) і робочих (обмежених) значень струму викликає насиченість магнітопроводу [3]. Тому індуктивність не залежить від струму, а лише від переміщення  $x_y$ . На основі гіпотези незначних відхилень, будемо вважати, що  $L = \text{const}$  в діапазоні вибраного постійного значення  $x_y$ .

Тоді нелінійне рівняння 1.5 стає лінійним

$$L \frac{di_y}{dt} + R i_y = u. \quad (1.10)$$

Вирішуючи рівняння 1.4 і 1.10 спільно можна отримати рівняння руху перетворювача, а оскільки значення струму керування  $i_y$  є постійним, то з'являється можливість нехтувати індуктивністю котушки керування. Виконавши перетворення за Лапласом

і ввівши наступні позначення  $T_1^2 = m / c_{n_u}$ ,  $T_2 = h / c_{n_u}$  і  $e_1 = 1 / c_{n_u}$ , маємо переда-  
точну функцію даної динамічної ланки :

$$W_{EP} = \frac{k_1}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1}, \quad (1.11)$$

де  $k_1 = e_1 \cdot k_i$  - коефіцієнт підсилення.

*Гідропідсилювач.*

Передавальну функцію гідропідсилювача можна відобразити у вигляді

$$Q(s) = k_3 \cdot X(s),$$

де  $k_3 = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (\rho_H - \rho)}$  - коефіцієнт підсилення за витратами.

*Гідроциліндр.*

Виконавши перетворення за Лапласом отримаємо передаточну функцію даної ди-  
намічної ланки у вигляді

$$W_{ГЦ} = \frac{k_u}{T_{1u}^2 \cdot s^2 + T_{2u} \cdot s + 1},$$

де  $T_{1u}^2 = \frac{M}{c_2}$ ,  $T_{2u} = \frac{(K_1 \cdot F_2 + K_2)}{c_2}$  - постійні часу;  $k_u = \frac{\rho_H}{\nu}$  - коефіцієнт підсилення;

$c_1 = F_1 \cdot \rho$  - коефіцієнт демпфірування;  $c_2 = \frac{c_1}{t}$ ; де  $K_1$  - коефіцієнт пропорційності;  
 $K_2$  - тангенс кута нахилу лінеаризованої залежності  $T = f(\nu)$ ;  $\nu$  - швидкість перемі-  
щення поршня.

*Зубчато-рейкова передача.* Передавальна функція рейкової циліндричної зубчатої  
передачі, що описує процес зміни величини кута повороту зубчатого колеса  $\alpha$  від вели-  
чини переміщення штоку гідроциліндру у:

$$W_{зп} = \frac{\alpha(s)}{y(s)} = k_n,$$

де  $s$  - оператор диференціювання (оператор Лапласа);  $k_n = \frac{360}{\pi \cdot m_t \cdot z_1}$  - коефіцієнт підси-  
лення.

$$\alpha(s) = k_n \cdot y(s).$$

*Регульована ГСО.* Передавальна функція регульованої гідростатичної опори, що  
описує процес зміни величини радіального зазору  $\delta$  від кута повороту зубчатого колеса  
 $\alpha$ :

$$W_{ГСО} = \frac{\delta(s)}{\alpha(s)} = k_o,$$

де  $s$  - оператор диференціювання (оператор Лапласа);

$k_o$  - коефіцієнт підсилення.

$$k_o = \frac{2 \cdot r \cdot P \cdot z}{360 \cdot d_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1.$$

$$\delta(s) = k_o \cdot \alpha(s).$$

Таким чином, математичну модель приводу керування товщиною масляної плівки  
можна описати у вигляді системи передаточних функцій 1.12-1.16.

$$W_{EP} = \frac{k_1}{T_1^2 \cdot s^2 + T_2 \cdot s + 1} \quad (1.12)$$

$$W = \frac{Q}{x} = k_3 \quad (1.13)$$

$$W_{ГЦ} = \frac{k_u}{T_{1u}^2 \cdot s^2 + T_{2u} \cdot s + 1} \quad (1.14)$$

$$W_{3П} = \frac{\alpha}{y} = k_n \quad (1.15)$$

$$W_{ГСО} = \frac{\delta}{\alpha} = k_o \quad (1.16)$$

Для моделювання процесу роботи електрогідравлічного приводу скористаємось системою візуального моделювання SIMULINK пакету MATLAB.

Вхідним параметром електромеханічного перетворювача є величина струму керування, який є вихідним параметром аналогового пристрою. Закон зміни струму керування, внаслідок реакції аналогового пристрою з датчиком віброприскорень на перевищення допустимого рівня коливань, зображено на рисунку 3.

На рис. 4 зображена математична модель електрогідравлічного приводу реалізована в системі SIMULINK пакету MATLAB.

В результаті моделювання перехідного процесу приводу, встановлено, що при збільшенні кута нахилу  $\alpha_I$  (див. рис. 2), час потрібний для регулювання зазору  $\delta$  в опорі зменшується (рис. 5).

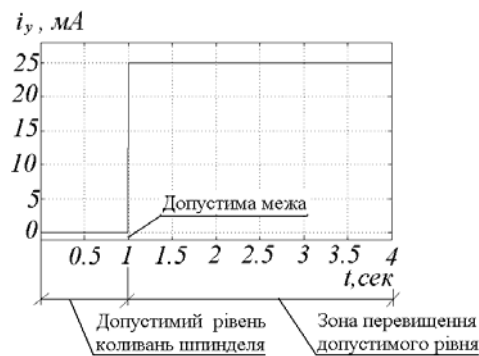


Рис. 3. Моделювання процесу зміни струму керування

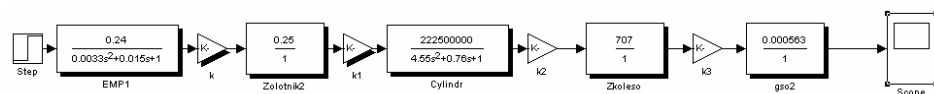


Рис. 4. Математична модель електрогідравлічного приводу реалізована в системі SIMULINK пакету MATLAB

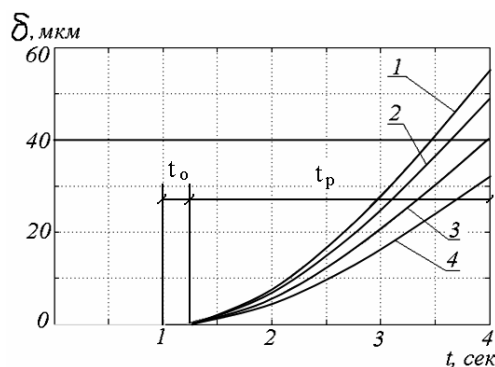


Рис. 5. Радіальний зазор між шпинделем і перемичками регульованої гідростатичної опори при різних значеннях кута нахилу зовнішньої кінчної поверхні опори  $\alpha_1$   
 1 –  $\alpha_1=20^\circ$ ; 2 –  $\alpha_1=18^\circ$ ; 3 –  $\alpha_1=15^\circ$ ; 4 –  $\alpha_1=12^\circ$ ;  $t_0$  – час до початку спрацювання приводу;  
 $t_p$  – час регулювання зазору від 0 до 40 мкм

**Висновки.** 1) Розроблена математична модель приводу дозволяє визначити параметри перехідного процесу керування товщиною масляної плівки; 2) запропонований привод забезпечує безступінчасте регулювання радіального статичного зазору в ГСО в межах 0 – 40 мкм, тривалість перехідного процесу становить 2,5 сек; 3) перспективним напрямком розвитку даної роботи є формування параметрів керування зазором в регульованій ГСО з параметрами коливань ШВ верстата.

#### Література

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.
2. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
3. Сборник задач по теории автоматического регулирования и управления, В.А. Бессекерский. – М.: Наука, 1972. – 588 с.

УДК 621.9:62-755

**Струтинський В.Б., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В.**

#### **ПІДВИЩЕННЯ КУТОВОЇ ЖОРСТКОСТІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ЗАВДЯКИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГІДРОСТАТИЧНОЇ ОПОРИ**

Розроблена нова конструкція шпиндельного вузла для підвищення куткової жорсткості гідростатичної опори. Отримана залежність компенсуючого моменту, створеного в гідроопорі від зовнішнього навантаження на шпиндель. Рис. 3, табл. 1, дж. 8.

#### **Вступ**

У шпиндельних вузлах з радіальними гідростатичними підшипниками і шпиндельною консольною частиною опорні шийки шпинделя входять з зазором у отвори гідростатичних втулок. Для утворення несучого шару мастильна рідина під тиском від джерела живлення, розміщеного поза опорою підводиться до заглиблень (кишень), які виконані на внутрішній поверхні гідростатичних втулок.

Силою різання, центробіжною силою від незрівноваженої заготовки (чи іншою зовнішньою силою), прикладеною до консольної частини, вісь шпинделя повертається і у результаті піддатливості опор. Між опорними поверхнями шпинделя і втулки зазор

стає нерівномірним, що обумовлює утворення щілин у передньому і задньому підшипниках, які розширюються та звужуються [1]. Витікання мастильної рідини через ці щілини відбувається не у адекватних умовах, тому до щілин, що розширюються, її потрапляє більше, ніж до щілин, що звужуються. У результаті дії навантаження на консоль шпинделя товщина несучого шару рідини на краю втулки у кінці щілини, що звужується може стати рівною нулю, що призводить до виникнення металевого контакту між опорними поверхнями.

Таким чином, широко розповсюджені шпindelні вузли на гідростатичних опорах мають низьку кутову жорсткість, яка при перекосі шпинделя ще більш знижується [2,3].

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** При компенсації зовнішнього навантаження на шпindel намагаються точніше сумістити вісь його обертання з віссю гідростатичної втулки. При розгоні шпинделя до заданої кутової швидкості вісь змінює своє початкове положення відносно осі втулки, що досліджено у роботі [4,5]. Відомі методи розрахунку упорних гідростатичних підшипників, визначення похибок проектування з відхиленням від перпендикулярності торців, бурта шпинделя і поверхонь гідростатичної втулки [6,7].

#### Методи та результати

З метою підвищення кутової жорсткості шпindelного вузла на гідростатичних опорах і адаптивного управління жорсткістю при деформаціях і зміщеннях шпинделя під навантаженням у різних напрямках розроблена нова конструкція передньої опори шпindelного вузла (рисунк 1,а).

Шпindelний вузол складається з переднього гідростатичного підшипника, що являє собою складену втулку 1, що має кільцевий паз 2, на бічних поверхнях якого зроблені канавки 3, 4, а на периферійній поверхні - канавки 5. Завдяки кільцевому виступу 6 на шпинделі 7 утворюються щілини 8, 9, що зв'язують вхідний потік з напівкишенями підшипника 10, 11, які у свою чергу, кільцевими зазорами 13 і 14 зв'язані з картером. Причому гідравлічна провідність щілин 8 і 9 при ненавантаженому шпинделі вище, ніж гідравлічна провідність кільцевих щілин 13 і 14.

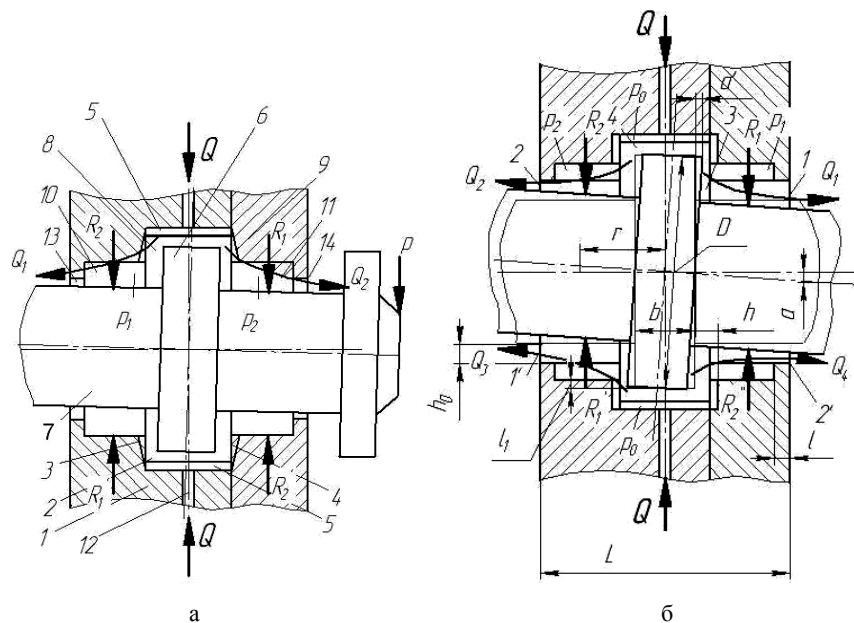


Рис. 1. Схеми компенсації згинаючого моменту

а- змінена конструктивна схема передньої опори; б- схема розрахунку компенсуючого моменту

Шпindelний вузол, оснащений таким підшипником, працює таким чином. Робоча рідина від насоса в режимі постійних витрат  $Q$  через отвір 12 потрапляє по канавці 5 на периферійній поверхні кільцевого пазу 2 підшипника і щілини 8 і 9, які утворені кільцевим виступом 6 і канавками 3 і 4 на бічних поверхнях кільцевого паза 2, у напівкишені 10 і 11 гідростатичної втулки 1, а далі через зазори 13 і 14 іде на злив. При ненавантаженому шпindelі 7 тиски у напівкишеннях 10, 11 рівні між собою ( $p_1 = p_2$ ) і дорівнюють тиску насоса мінус втрати тиску при проходженні рідини через щілини 8 і 9. Крім того, рівні і витрати рідини через напівкишені 10 і 11,  $Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}$ .

У випадку прикладення на консольній частині шпindelя 7 навантаження  $P$  відбувається поворот шпindelя 7 за рахунок деформацій згину тіла шпindelя та піддатливості опори у межах радіальних зазорів 13, 14. При цьому ширина щілини 8 стає більше, ніж ширина щілини 9, а зазор 13 менше зазору 14. У результаті цього витрати рідини  $Q_2$  через щілину 9 і зазор 14 стане більше, ніж витрати  $Q_1$  через щілину 8 і зазор 13. Втрати тиску на щілині 9 перевищать втрати тиску на щілині 8. Отже, тиск  $p_1$  у напівкишені 10 буде більше, ніж тиск  $p_2$  у напівкишені 11. Оскільки ефективні площі напівкишень 10 і 11 рівні між собою, то сила тиску рідини на шпindel 7 у напівкишені 10 більше, ніж сила тиску у напівкишені 11, тобто  $R_2 > R_1$ . Аналогічно і для протилежної кишені:  $R_2' > R_1'$ . Виникає момент сил, який протидіє моменту від зовнішньої сили  $P$  і який намагається повернути шпindel 7 у вихідне положення відносно гідростатичної втулки 1. Чим більше сила  $P$ , тим вище кутова жорсткість, тобто тим менше приріст кута повороту шпindelя.

Дана конструкція не змінює несучої здатності опори у радіальному напрямку, але перерозподіляє рідину у напівкишені у випадку перекоосу шпindelя. При цьому змінюється як витрати рідини через напівкишені, так і її тиск.

Схема для розрахунку модернізованої гідростатичної опори показана на рисунку 1,б. Відповідно до [8] витрати рідини через щілинний зазор може бути виражений формулою Гагена-Пуазейля:

$$Q = \frac{Wh^3 \Delta p}{12\mu_0 l},$$

де  $W$  – ширина щілини;  $h$  - висота зазору;  $l$  - довжина щілини в напрямку витоку;  $\nu, \rho$  - відповідно коефіцієнт кінематичної в'язкості і густина рідини;  $\Delta p = p_0 - p_1$  - перепад тиску, тут  $p_0, p_1$  - відповідно тиск на вході і виході з зазору;  $\mu = \nu \cdot \rho$  - динамічна в'язкість рідини.

Позначимо:  $h_0, h$  - величина зазору відповідно у щілинах 1, 2 і 3, 4 (рис. 1,б);  $\Delta p_1'$  і  $\Delta p_2'$  - втрати тиску у щілинах 3 і 4;  $\Delta p_1''$  і  $\Delta p_2''$  - втрати тиску у щілинах 1 і 2;  $p_0$  - початковий тиск;  $p_1, p_2$  - тиск рідини у напівкишеннях;  $p_3$  - тиск на злив;  $Q_1, Q_2$  - витрати рідини через напівкишені;  $Q$  - сумарні витрати рідини через кишеню;  $W', W''$  - ширина щілини у зазорах 1 і 3.

Витрати рідини через щілину 3 виражаються формулою:

$$Q_1 = \frac{W'' \cdot (h_0 \mp a)^3 \cdot \Delta p_1'}{12\mu_0 l_1}. \quad (1)$$

Але  $\Delta p_1' = p_0 - p_1$ ;  $p_1 = p_0 + \Delta p_1''$ , таким чином  $\Delta p_1' = \Delta p_\Sigma - \Delta p_1''$ , де  $\Delta p_\Sigma$  - сумарні втрати тиску у щілинах 1, 3:

$$\Delta p_1'' = \frac{Q_1 \cdot 12\mu_\delta l}{W'(h_0 \pm a)^3}; \quad Q_1 = \frac{W''(h_0 \mp a')^3 \left( \Delta p_\Sigma - \frac{Q_1 \cdot 12\mu_\delta l}{W'(h_0 \pm a)^3} \right)}{12\mu_\delta l_1}. \quad (2)$$

Записавши рівняння (2) відносно  $Q_1$  отримаємо:

$$Q_1 = \frac{W''(h_0 \mp a')^3 \Delta p_\Sigma \cdot W'(h_0 \pm a)^3}{12\mu_\delta [W'l_1(h_0 \mp a')^3 + W''l(h_0 \mp a')^3]}. \quad (3)$$

Аналогічно:

$$Q_2 = \frac{W''(h_0 \pm a')^3 \Delta p_\Sigma \cdot W'(h_0 \mp a)^3}{12\mu_\delta [W'l_1(h_0 \pm a)^3 + W''l(h_0 \mp a)^3]}. \quad (4)$$

Для аналізу роботи модернізованої опори необхідно знати відношення витрат через щілини 1 і 2. Для конкретного положення (див. рисунок 1,б):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(h-a')^3 \cdot (h+a)^3 \cdot (W'l_1(h_0-a)^3 + W''l(h+a')^3)}{(h+a')^3 \cdot (h_0-a)^3 \cdot (W'l_1(h_0+a)^3 + W''l(h-a')^3)}. \quad (5)$$

Залежність між  $a'$  і  $a$  (величини змін зазору у щілинах 3 і 1) визначаються за формулою:

$$a' = \frac{D \cdot a - \frac{bL}{2}}{\sqrt{L^2 + 4a^2}} + \frac{b}{2}, \quad (6)$$

де  $L$  – довжина гідростатичної втулки;  $b$  – ширина кільця на шпинделі;  $D$  – діаметр кільця.

Враховуючи те, що  $4a^2 \ll L^2$ , спрощено записується:

$$a' = Da / L. \quad (7)$$

За відомим відношенням витрат і загальних витрат рідини через кишеньку визначимо  $Q_1$  і  $Q_2$ :

$$Q_2 = \frac{Q}{\frac{Q_1}{Q_2} + 1}; \quad Q_1 = Q - Q_2. \quad (8)$$

Виходячи з формули (2) визначаються втрати тиску у щілинах 3 і 4:

$$\Delta p_1' = \frac{12\mu_\delta l_1 \cdot Q_1}{W''(h - \frac{D}{L}a)^3}; \quad \Delta p_2' = \frac{12\mu_\delta l_1 \cdot Q_2}{W''(h + \frac{D}{L}a)^3}. \quad (9)$$

При відомій площі напівкишені визначається додаткова сила, що створює момент протидії:

$$\Delta R = \left( p_0 - \Delta p_2' \right) \cdot S - \left( p_0 - \Delta p_1' \right) \cdot S = \left( \Delta p_1' - \Delta p_2' \right) \cdot S; \quad (10)$$

$$\Delta R = R_2 - R_1; \quad R_1 = p_1 \cdot S = (p_0 - \Delta p_1')S;$$

$$R_2 = p_2 \cdot S = (p_0 - \Delta p_2')S,$$

де  $S$  – площа напівкишені;  $R_1$  і  $R_2$  – приведені сили у напівкишенях.

Величина моменту протидії, створена додатковою силою:

$$M' = R_2 \cdot c + R_2 \cdot c - R_1 \cdot c - R_1 \cdot c; \quad M' = 2c(R_2 - R_1); \quad (11)$$

$$M' = 2c\Delta R; \quad M' = 2cS(\Delta p_1' - \Delta p_2'),$$

де  $c$  – плече дії приведених сил відносно центру гідростатичної втулки.

Проаналізуємо модернізований гідростатичний підшипник, що не відрізняється своїми габаритними розмірами від базового (верстат 16Б1СП-061).

Живлення опор є мастило “велосит”, для якого

$$\mu_{0,50^0} = 5,25 \cdot 10^{-8} \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}^2} = 5,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Нс}}{\text{м}^2}.$$

Подільник потоку забезпечує витрати рідини через кожну кишеню

$$Q = 1 \frac{\text{л}}{\text{хв}} = 16,66 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}.$$

Геометричні розміри підшипника (див. рис. 1,б):  $L = 92$  мм;  $D = 98$  мм;  $l = 7$  мм;  $l_1 = 4$  мм;  $h_0 = 0,03$  мм;  $c = 24,5$  мм;  $b = 20$  мм;

$$W = \frac{\pi d - \ln}{4} = \frac{\pi d - 4 \cdot 8}{4} = \frac{3,14 - 32}{4} = 59,5 \text{ мм},$$

де  $l$  – довжина перемичок;  $n$  – кількість кишень;  $d$  – внутрішній діаметр втулки.

Визначення  $h$  чи  $W''$  візьмемо з (1), за умови, що втрати тиску у ненавантаженому стані через щілини 3 і 4 складають  $15 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$  чи 1,5 МПа, при початковому тиску у кишени 3,5 МПа:

$$Q_1 = \frac{Q}{2} = 8,33 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}; \quad 8,33 = \frac{W'' h^3 \cdot 15}{12 \cdot 5,25 \cdot 10^{-8} \cdot 0,4}; \quad W'' = \frac{140 \cdot 10^{-9}}{h^3}.$$

Прийнявши  $h = 0,07$  мм = 0,007 см, отримаємо  $W'' = 0,4$  см = 4 мм.

Конструктивне виконання перерізів 3 і 4 показано на рисунку 1,б. Виконаємо розрахунок опори без урахування її піддатливості для діапазону зміни навантажень  $P$  на кінець шпинделя від 0 до 5 кН (див. таблицю 1).

Таблиця 1

Дані розрахунку модернізованої гідростатичної опори

$P$ , кН	$M$ , Н·м	$y$ , мм	$a$ , мм	$a'$ , мм	$\frac{Q_1}{Q_2}$	$\Delta p_1$ , МПа	$\Delta p_2$ , МПа	$\Delta R$ , Н	$M$ , Н·м
0	0	0	0	0	1	1,53	1,53	0	0
1	150	0,0074	0,0023	0,0024	1,21	1,86	1,25	1052	51,5
2	300	0,0148	0,0045	0,0048	1,46	2,25	1,02	2122	104
3	450	0,0222	0,0068	0,0072	1,81	2,73	0,81	3312	162
4	600	0,0296	0,0091	0,0097	2,23	3,33	0,63	4658	228
5	750	0,037	0,0113	0,0121	2,90	3,5	0,49	5192	254

На підставі розрахунків гідростатичної опори, побудуємо графік залежності згинаючого моменту і моменту протидії від величини консольної сили  $P$  (рис. 2).

Аналіз залежностей показує, що модернізація гідростатичної опори зменшує величину згинаючого моменту, при дії на кінець шпинделя сили  $P$ , більш ніж на  $\frac{1}{4}$ . Це дає можливість без зміни параметрів точності верстату розширити діапазон навантажень на шпиндель відповідно з 5 до 6 кН і більше.

Модернізація опори може дати більш істотні результати, якщо збільшити ефективну площу напівкишень, наприклад збільшуючи довжину гідростатичної втулки з 92 до 180 мм, теоретично зникає дія згинаючого моменту (див. рис. 3).

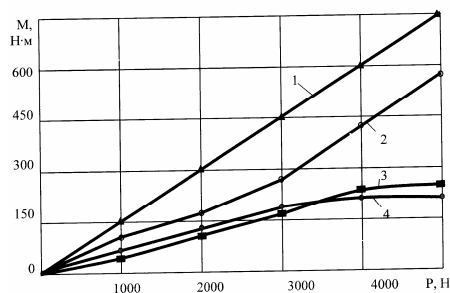


Рис. 2. Залежність моменту в гідроопорі від зовнішнього навантаження  
 1 - момент від дії консольної сили  $P$ ; 2 - величина моменту протидії без урахування піддатливості;  
 3 - величина моменту протидії для реальних умов з урахуванням піддатливості; 4 - залишковий момент на шпинделі для реальних умов (скомпенсований)

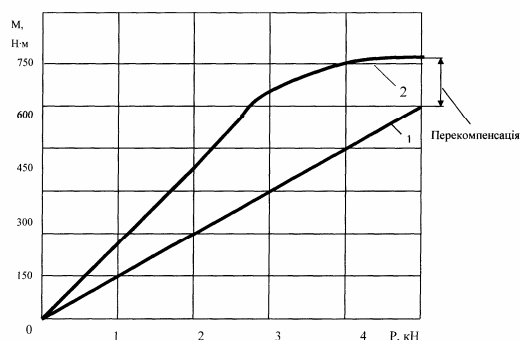


Рис. 3. Повна компенсація згинаючого моменту  
 1 – згинаючий момент ; 2 - момент протидії

### Висновки

Розроблена нова конструкція шпиндельного вузла токарно-гвинторізного верстата легкої серії, яка дозволяє підвищити кутову жорсткість гідростатичної опори. Отримані графіки залежностей компенсуючого моменту, створюваного в гідроопорі з врахуванням її піддатливості, від навантаження на шпиндель консольною силою. Визначено, що повної компенсації згинаючого моменту можливо досягти змінюючи конструктивні параметри гідроопори, збільшуючи ефективну площу і тиск в напівквішені.

### Література

1. Струтинський В.Б., Сахно Є.Ю. Автоматичне центрування неврівноважених роторів технологічних систем: Монографія.- Чернігів: ЧДІЕУ, 2004, - 198с.
2. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения. - М.: Машиностроение, 1983. – 232 с.
3. Шпиндельные многоклиновые гидродинамические подшипники трения. Расчет и проектирование: Руководящие материалы. – М.: ЭНИМС, 1965. –88 с.
4. Пуш А.В. Шпиндельные узлы: Качество и надежность. – М.: Машиностроение, 1992. –288 с.
5. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод/ В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець, В.Б. Струтинський, О.М. Яхно, Ю.В. Єлісеєв.- Житомир: ЖІТІ, 1998.-412 с.
6. Бушуев В.В. Гидростатическая смазка в станках. – М.: Машиностроение, 1989.-176 с.
7. Новиков В.А. Метод расчета и разработка упорных гидростатических подшипников, смазываемых маловязкими жидкостями. Дис.... канд. техн. наук. – Казань: КГТУ, 2003 – 145 с.
8. Никитин Г.А. Щелевые лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. –135 с.

УДК 339.19

Белоусова Л.І.

**ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СУТНОСТІ І ЗМІСТУ  
ІННОВАЦІЙНО-ІНВЕСТИЦІЙНОЇ ДІЯЛЬНОСТІ  
ПІДПРИЄМСТВА**

В статті наведено результати систематизації та узагальнення теоретичних підходів до сутності та змісту інноваційно-інвестиційної діяльності підприємства. Іст. 30.

**Вступ.** Теоретичне осмислення сутності та функціонального призначення інноваційно-інвестиційної діяльності підприємств має починатися з дослідження внутрішніх причинно-наслідкових, прямих та зворотних зв'язків між такими фундаментальними економічними категоріями, як „інновації”, „інвестиції”, „інноваційна діяльність”, „інвестиційна діяльність”. У цьому зв'язку ціллю даної статті є систематизація та узагальнення теоретичних підходів до сутності та змісту інноваційно-інвестиційної діяльності підприємства.

**Аналіз останніх наукових досліджень.** В наукових працях зарубіжних і вітчизняних учених досліджено різні аспекти цієї проблематики. Серед зарубіжних учених слід виділити роботи Ф. Візера, Д. Йоргенса, К. Менгера, В. Ойкена, І. Фішера, М. Фрідмена, Ф. Хайека, Л. Ерхарда. Великий внесок в становлення інноваційної теорії економічного розвитку і формування інвестиційних механізмів забезпечення інноваційних процесів зробили вітчизняні вчені О.Амоша, С.Аптекарь, М.Білопольський, І.Бланк, В.Геєць, М.Крупка, І.Лукінов, М.Павловський, А.Пересада, В.Федоренко, В.Хобта, М.Чумаченко й інші.

**Результати досліджень.** Поняття „інновація” означає нововведення, тобто використання в тій чи іншій сфері суспільної діяльності результатів інтелектуальної праці, технологічних розробок, нових форм організації праці й управління, спрямованих на удосконалення соціально-економічної діяльності [1, с.7].

Інновації (від англ. innovation - зміна, відновлення) варто розглядати як кінцевий, матеріалізований результат інноваційної діяльності, отриманий від вкладення інвестицій у нові методи виробництва продукції, що задовольняє суспільні або індивідуальні потреби. Тому інноваційна діяльність підприємств спрямована на створення й доведення науково-технічних ідей, винаходів, розробок до результату – виробництва конкурентоспроможної продукції. Високий динамізм, невизначеність, наявність великої кількості збурюючих факторів, властивих інноваційним процесам, ускладнює управління ними.

Однак дотепер обмежений перелік наукових праць, у яких би дослідники ставили завдання розробки системи управління інноваційно-інвестиційними процесами в рамках відтворювального циклу розвитку підприємства в умовах трансформаційного періоду. Очевидно, що, незважаючи на наявний багатий теоретичний і практичний зарубіжний досвід, вітчизняні економісти повинні виробити наукову базу формування системи управління інноваційним процесом розвитку підприємства і його інвестиційним забезпеченням.

До теперішнього часу ні в зарубіжній літературі, ні в роботах вітчизняних економістів немає єдності у визначенні понять «інновація», «інноваційний процес», «інноваційна діяльність», що утрудняє роботу над створенням системи управління інноваційно-інвестиційними процесами.

У термін «інновація» економісти найчастіше вкладають різний зміст.

Й. Шумпетер трактував інновацію (нововведення) як зміну з метою впровадження й використання нових видів споживчих товарів, нових виробничих і транспортних засобів, ринків і форм організації в промисловості. У своїй праці «Теория экономического роста» він розглянув технічну інновацію як економічний засіб, змінений «героєм-підприємцем» у сподіванні одержати більш високий прибуток [2]. З визначенням Й. Шумпетера згодний П.Е. Самуельсон, який вважає, що інновація означає виведення на ринок нового або вдосконаленого товару, або впровадження нової технології виробництва, або освоєння нового ринку [2]. Аналогічне визначення використовують Макконнелл Кемпбелл і Стенлі Л. Брю, які визначають інновацію як запуск у виробництво нового продукту, впровадження нового виробничого методу або застосування нової форми організації бізнесу. Л.С. Барютін, який проаналізував у своїй монографії роботи зарубіжних авторів, дійшов до висновку про те, що більшість із них визначають нововведення як процес впровадження (у техніку, технологію, організацію виробництва й т.ін.) в практику якихось нових елементів, що одержують суспільне визнання у вигляді ринкового (комерційного) успіху [4].

Ототожнення понять «нововведення» з «інноваційним процесом» характерно й для більшості робіт економістів радянської школи. Уперше в радянській літературі на основі вивчення зарубіжного досвіду розмежування цих понять запропоновано в роботі А.С. Коротаєва й пізніше уточнено в монографії А.А. Кутейникова [5, 6]. Не розмежовуючи такі поняття, як «нововведення» й «інновація», останній пропонує розуміти його як «новий спосіб задоволення сформованих суспільних потреб, що дають приріст корисного ефекту, і, як правило, заснований на досягненнях науки й техніки». Інноваційний, або нововведений, процес визначається як процес, у ході якого виробники для одержання прибутку створюють і просувають нововведення до їхніх споживачів. Разом з тим, автор наведеного визначення нововведення, аналізуючи ринковий аспект класифікації інновацій, переконливо доводить, що науково-технічна новизна не є визначальною у розумінні нововведення, і більшою мірою характерна для винаходу. Д.В. Соколов, А.Б. Титов, М.М. Шабанова під інновацією (нововведенням) розуміють підсумковий результат створення й освоєння (впровадження) принципово нового або модифікованого засобу, що задовольняє конкретні суспільні потреби й має ряд ефектів (економічний, науково-технічний, соціальний й ін.) [7]. Ю.П. Морозов під інноваціями в широкому змісті розуміє прибуткове використання новацій у вигляді нових технологій, видів продукції, організаційно-технічних і соціально-економічних рішень виробничого, фінансового, комерційного або іншого характеру [4].

О.І. Рогожин вважає, що нововведення зводиться до розвитку технології, техніки, управління на стадіях їхнього зародження, освоєння, дифузії на інших етапах [8]. М. Хучек розглядає інновацію як впровадження чогось нового, якоїсь нової речі, новинку, реформу [9]. Р.А. Фатхутдинов визначає інновацію як кінцевий результат впровадження нововведення з метою зміни досвіду управління й одержання економічного, соціального, науково-соціального, науково-технічного й іншого ефекту [10].

Санто Б. визначає інновацію як суспільно-техніко-економічний процес, що через практичне використання ідей і винаходів приводить до створення кращих за своїми властивостями виробів, технологій, і у випадку, якщо інновація орієнтується на економічну вигоду, на прибуток, її поява на ринку може принести додатковий доход [11]. В англо-українських словниках слово innovation перекладається як нововведення або новотвір. Оригінально до економічного розуміння інновації підійшли американські дослідники Е. Роджерс і Р. Шумейкер [12]. У їхньому визначенні «нововведення є ідея, практика або об'єкт, що розцінюється індивідом як новий для себе. Таким чином, несуттєво, чи є ця ідея об'єктивно новою, якщо виміряти її часом з моменту її першої появи або відкриття» [12, с.38]. І хоча це визначення, у розумінні авторів, відбиває відносну новизну, у ньому досить охарактеризовано основну властивість інновації як економічної категорії, що

створюється для одержання підприємницького прибутку через визнання нововведення на ринку як нового способу задоволення суспільних потреб.

У літературі існує широка класифікація ознак інновацій, найпоширенішими є: сфера застосування інновації й ступінь новизни інновації (ринкової). Сфера застосування охоплює всі напрямки життєдіяльності, що говорить про важливість інновацій як фактора, який впливає на економічну діяльність. Ступінь новизни інновації вчені розглядають, у першу чергу, з погляду радикальності, з позиції значимості у світовому масштабі. Радикальні, масштабні інновації породжують хвилі, ланцюгову реакцію у вигляді численних більш-менш значимих відкриттів і винаходів, що приводить до «пускового ефекту», створення «інноваційного інтерактивного потоку». Впроваджене нововведення в якості вхідного базового ресурсу стає початком нового інноваційного циклу, або декількох циклів. Радикальні, масштабні інновації, що мають прямий і зворотній зв'язок з економічним середовищем, ринком, знаннями й наукою, лежать і в основі циклів науково-технічної революції. Найбільш виражені властивості інновації - креативність, перевага, циклічність. Таким чином, завдяки основним властивостям інновації - охопленню всіх сфер життєдіяльності й значимості, - наукові відкриття й технологічні інновації є фактором, що викликає незворотні, прогресивні зміни в економіці.

Інновація охоплює весь спектр видів діяльності - від досліджень і розробок до збуту. В економічному змісті інноваційна діяльність складається з окремих ділянок (етапів), що відокремилися в результаті розподілу праці: дослідження, розробки, підготовки до виробництва, виробництва й збуту. Загальним завданням цих етапів є обробка технологічної й управлінської інформації (вироблених, накопичених, базових знань) за допомогою реалізації продуктів розумової праці (нових знань) у вигляді нових виробів або технологій (методів).

Таким чином, інновації містять у собі три елементи - інформаційний, матеріальний і соціальний.

Під інноваційним процесом доцільно розуміти створення, виробництво, реалізацію, споживання, доробку й сервісне обслуговування нововведення у споживача, тобто процес перетворення знань в інновації.

Принципово важливим є те, що інноваційний процес має кілька ознак, що відрізняють його від виробничого:

- невизначеність шляхів досягнення мети й високих ризиків;
- неможливість детального планування й орієнтації на варіантні прогностичні оцінки;
- необхідність переробки значних масивів науково-технічної інформації в прийнятті управлінських рішень;
- необхідність подолання опору в сфері як сформованих економічних відносин, так й інтересів учасників інноваційно-інвестиційних процесів.

У господарській практиці ці особливості враховуються слабко, що гальмує розвиток інноваційно-інвестиційних процесів. Важко переборюються антиінноваційна політика, інерційність виробництва, надмірна концентрація й монополія, вузька предметна спеціалізація й слабка диверсифікованість.

Систематизація категорій інноваційного розвитку представлена в табл. 1.1.

Активна економічна роль управління найбільш яскраво проявляється при організації інноваційно-інвестиційної діяльності підприємства, що у свою чергу є системоутворюючою умовою динамічного розвитку підприємства.

Суб'єктами інноваційно-інвестиційної діяльності можуть виступати окремі особи, малі, середні й великі підприємства на умовах виділення виробництва, що створюється, зі своєї структури, установи, організації, держави, які надали проект інновації та пройшли відбір відповідно до встановлених критеріїв.

## Систематизація категорій інноваційного розвитку

Категорія	Зміст категорії
Інновації (нововведення)	Результат сукупної інтелектуальної й продуктивної діяльності, що одержав комерційну реалізацію у вигляді нових ідей, продукту з новими властивостями, нової техніки й технологічних процесів, нових методів організації виробництва, нових ринків збуту.
Інноваційна діяльність	Системний процес створення й реалізації інновації.
Інноваційний проєкт	Комплекс наукових, науково-технічних, дослідно-конструкторських, техніко-економічних, маркетингових досліджень і робіт, фінансово-економічних обґрунтувань, сформований у вигляді єдиного документа, що служить підставою для інновації.
Інноваційний продукт	Результат реалізації інноваційного проєкту, що одержав втілення у вигляді реалізованої на ринку або в суспільстві продукції.
Державна інноваційна політика	Комплекс політичних, економічних й організаційних заходів органів державного управління, спрямованих на стимулювання інноваційної діяльності.
Інноваційна інфраструктура	Підприємства, організації, установи, що сприяють інноваційній діяльності, або її здійснюють.
Інноваційна програма	Комплекс інноваційних проєктів і заходів, об'єднаних єдиною метою, завданнями або об'єктами й суб'єктами і погоджених по ресурсах і строках їхньої реалізації.
Інноваційна сфера	Загальнодержавні або галузеві об'єкти, суб'єкти й засоби інноваційної діяльності, об'єднані єдиною метою, завданнями й способами реалізації інноваційної діяльності.

Для того, щоб з'ясувати сутність управління інноваційно-інвестиційною діяльністю, насамперед, необхідно визначити, що розуміється під визначенням «інвестиції». Інвестиції - одна з категорій, яка найбільш часто використовується в економічній системі як на макро-, так і на мікрорівні. Однак, незважаючи на виняткову увагу дослідників до цієї ключової економічної категорії, наукова думка дотепер не виробила універсального наукового визначення інвестицій, що відповідало б потребам як теорії, так і практики, а також було б адекватним з позицій конкретного суб'єкта їхнього здійснення - держави, підприємства й іншого суб'єкта господарювання.

У сучасній літературі різноманітні визначення інвестицій часто трактують цю категорію недостатньо чітко або надмірно вузько, акцентуючи увагу лише на її окремих сутнісних сторонах. Найбільш типова неточність багатьох визначень полягає в тому, що під інвестиціями розуміється будь-яке вкладення фінансових коштів, що не завжди пов'язане з рішенням інвестиційних цілей суб'єктів [13, с.24]. До них часто відносять так називані «споживчі інвестиції» (покупка телевізорів, автомобілів і т.п.), які не виявляються за своїм економічним змістом інвестиціями. Кошти при придбанні таких товарів витрачаються в цьому випадку на довгострокове їхнє споживання (якщо придбання не переслідує цілі наступного перепродажу з метою одержання прибутку). Крім того, часто не проводиться розмежування між інвестиційними витратами фінансових ресурсів і поточних витрат, що обслуговують операційний процес підприємства [14, с.34].

Багато існуючих визначень пов'язують інвестиції винятково із цілями приросту капіталу або одержання поточного доходу (прибутку) [15, с.117]. Хоча в умовах ринкової економіки ця мета є визначальною, інвестиції можуть переслідувати й інші цілі вкладення капіталу, як економічні, так і позаекономічні. Часта помилка, що зустрічається в літературі, - ідентифікація поняття «інвестиції» з поняттям «капітальні вкладення» [16, с.84].

Інвестиції в цьому випадку розглядаються як вкладення капіталу у відтворення основних засобів як виробничого, так і невиробничого характеру. Разом з тим, інвестиції

можуть здійснюватися й у приріст обігових активів, і в різні фінансові інструменти, і в окремі види нематеріальних активів. Отже, капітальні вкладення є більш вузьким поняттям і можуть розглядатися лише як одна з форм інвестицій, але не як їхній аналог.

У багатьох визначеннях інвестицій відзначається, що вони є вкладенням коштів [17, с.34]. З таким трактуванням цієї категорії також не можна погодитися. Інвестування капіталу може здійснюватися не тільки в грошовій, але й в інших формах: спонукованого й нерухомого майна (капітальних товарів), різних фінансових інструментів (насамперед, цінних паперів), нематеріальних активів.

І, нарешті, у ряді визначень відзначається, що інвестиції являють собою довгострокове вкладення коштів [18, 19]. Безумовно, окремі форми інвестицій (у першу чергу, капітальні вкладення, інвестиції в акції й т.п.) носять довгостроковий характер, однак інвестиції можуть бути й короткостроковими (наприклад, короткострокові фінансові вкладення в облігації, депозитні сертифікати з періодом обігу до одного року).

Інвестиції - відносно нове для вітчизняної економіки поняття. В умовах соціалістичної моделі господарювання використовувалося поняття «валові капітальні вкладення» – всі витрати, пов'язані з відтворенням основних фондів, у тому числі витрати на капітальний ремонт. З переходом до ринкових форм господарювання в Україні, так само, як й у більшості інших країн, почали вживати більш широке поняття – інвестиції.

Перш ніж розкрити сутність поняття «інвестиції», необхідно привести думку різних учених щодо визначення інвестицій (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

**Зміст визначення поняття «інвестиції»**

Автор	Зміст визначення поняття «інвестиції»
2	3
Закон України «Про інвестиційну діяльність»	Інвестиції – це всі види майнових та інтелектуальних цінностей, що вкладаються в об'єкти підприємницької та інших видів діяльності, внаслідок чого створюється прибуток (доход) [20].
С.І. Абрамов	Інвестиції - це кошти, цінні папери, інше майно, у тому числі майнові права, інші права, що мають грошову оцінку, вкладені в об'єкти підприємницької й іншої діяльності з метою одержання прибутку й (або) досягнення іншого корисного ефекту. Інвестиції - ресурси, що витрачають, з метою одержання доходів у майбутньому, після тривалого періоду часу. Інвестиції - всі види майнових й інтелектуальних цінностей, вкладених в об'єкти різних галузей економіки з метою досягнення соціального ефекту [14].
М.І. Ареф'єв	Інвестиції - сукупність всіх грошових, майнових й інтелектуальних цінностей, вкладених у реалізацію різних програм і проектів виробничої, комерційної, соціальної, наукової, культурної або якоїсь іншої сфери з метою одержання прибутку (доходу) або досягнення соціального або економічного ефекту [21].
Г. Бірман, С. Шмідт	Інвестиції – довгострокові вкладення капіталу (усередині країни або за кордоном) у підприємства різних галузей народного господарства [22].
Л.М. Борщ	Під інвестиціями треба розуміти ті економічні ресурси, що спрямовуються на збільшення як реального капіталу суспільства, тобто на розширення чи модернізацію виробничого апарату, так і інвестиції в „людський капітал”, які на сучасному етапі розвитку економіки набувають все більшого значення [23].
Л.Дж. Гітман, М.Д. Джонк	Інвестиції - спосіб вкладення капіталу, що повинен забезпечити збереження або зростання вартості капіталу й (або) принести позитивну величину доходу [24].
Г.А. Маховикова, В.Е. Кантор	Інвестиції - довгострокові вкладення приватного й державного капіталу, майнових або інтелектуальних цінностей у різні галузі національної (внутрішні інвестиції) або зарубіжної (зарубіжні інвестиції) економіки з метою одержання прибутку [18].

1	2
О.Г. Махмудов	Інвестиції - вкладення капіталу у всіх його формах у різні об'єкти (інструменти) господарської діяльності підприємства з метою одержання прибутку, а також досягнення іншого економічного або позаекономічного ефекту, здійснення якого базується на ринкових принципах, і пов'язане з факторами часу, ризику й ліквідності. Інвестиції є головною формою реалізації стратегії розвитку підприємства [18].
Д. Норткотт	Інвестиції – довгострокове вкладення капіталу в якесь діло, підприємство [25].
Г.В. Савицька	Інвестиції - це довгострокові вкладення коштів в активи підприємства [26].
І.В. Сергєєв	Інвестиції (капітальні вкладення) - сукупність витрат матеріальних, трудових і грошових ресурсів, спрямованих на розширене відтворення основних фондів всіх галузей народного господарства [27].
В.М. Серов	Інвестиції - довгострокові фінансові вкладення державного або приватного капіталу в різні галузі народного господарства як усередині країни, так і за кордоном з метою одержання прибутку [16].
В.В. Ковальов	Інвестиції - кошти, цільові банківські вклади, паї, акції, інші цінні папери, технології, машини, устаткування, патенти, ліцензії, ноу-хау, будь-яке інше майно або майнові права, інтелектуальні цінності, вкладені в об'єкти підприємницького й іншого видів діяльності [29].

Таким чином, варто констатувати, що думки вчених щодо визначення поняття «інвестиції» розходяться. Варто погодитися з І.А. Бланком, що економічна сутність інвестицій підприємства у найбільш узагальненому виді може бути сформульована таким чином: інвестиції підприємства являють собою вкладення капіталу у всіх його формах у різні об'єкти його господарської діяльності з метою одержання прибутку, а також досягнення іншого економічного або позаекономічного ефекту, здійснення якого базується на ринкових принципах і пов'язане з факторами часу, ризику й ліквідності [5, с. 37].

З наведеного визначення видно, що здійснення інвестицій є найважливішою умовою вирішення практично всіх стратегічних й значної частини поточних завдань розвитку й забезпечення ефективної діяльності підприємства. Практичне здійснення інвестицій забезпечується інвестиційною діяльністю підприємства, що є одним із самостійних видів його господарської діяльності й найважливішою формою реалізації його економічних інтересів.

Не менш спірним моментом є визначення інвестиційної діяльності. На думку ряду авторів, інвестиційна діяльність підприємства являє собою цілеспрямовано здійснюваний процес пошуку необхідних інвестиційних ресурсів, вибору ефективних об'єктів (інструментів) інвестування, формування збалансованої за обраними параметрами інвестиційної програми (інвестиційного портфеля) і забезпечення її реалізації [18, с.38].

У ряді літературних джерел [1, 25, 16] інвестиційна діяльність отожднюється з поняттям «інвестування». Так, наприклад, С.І. Абрамов приводить наступні визначення: інвестиційна діяльність представляє сукупність практичних дій фізичних і юридичних осіб з реалізації інвестицій; інвестування – сукупність практичних дій громадян, юридичних осіб і держави з реалізації інвестицій; інвестування – вкладення капіталу в будь-яку справу, підприємство; інвестиційна діяльність – вкладення капіталу й сукупність практичних дій щодо реалізації інвестицій; інвестиційна діяльність – процеси вкладення інвестицій, а також сукупність практичних дій з реалізації інвестицій [14, с.6].

Треба вважати, що інвестиційна діяльність – це більш широке поняття, ніж інвестування. При цьому під сутністю інвестиційної діяльності необхідно розуміти її внутрішній зміст, що виражається у взаємозв'язку всіх різноманітних властивостей і відносин, які виявляються при вкладенні коштів у різні сфери, зокрема: у знову створювані й модернізовані виробничі й невиробничі основні фонди й обігові кошти, цінні папери, ці-

льові грошові вклади, у науково-технічні розробки й готову науково-технічну продукцію, майнові права й права на промислову інтелектуальну власність, торговельні марки, об'єкти й засоби забезпечення екологічної безпеки й т.п.

Зміст інвестиційної діяльності проявляється в єдності всіх складових її елементів, властивостей, внутрішніх процесів, зв'язків, протиріч і тенденцій, і являє собою сукупність заходів економічного, фінансового, комерційного й організаційного характеру, що здійснюються учасниками інвестиційного процесу з метою пошуку необхідних інвестиційних ресурсів, раціонального формування їхньої структури, вибору найбільш ефективних об'єктів для інвестування, а також розробки збалансованої інвестиційної програми (інвестиційного портфеля) і забезпечення її реалізації. Виходячи з вищенаведених визначень, можна виділити основні об'єкти інноваційно-інвестиційної діяльності, представлені на рис. 1.1.

Інноваційно-інвестиційна діяльність як самостійний вид діяльності підприємства характеризується специфічними особливостями: носить підлеглий характер стосовно операційної діяльності підприємства, але є головною формою забезпечення її росту; незначно залежить від галузевих особливостей підприємства; характеризується істотною нерівномірністю обсягів за окремими періодами; формує особливий самостійний вид грошових потоків підприємства; має специфічні види ризиків, що характеризуються високим рівнем; має особливі вимірники обсягу інвестиційної діяльності.

Розглянемо зміст цих особливостей більш докладно.

1. Інвестиційна діяльність є головною формою забезпечення росту операційної діяльності підприємства й, стосовно її цілям і завданням, носить підлеглий характер.



Рис. 1.1. Об'єкти інноваційно-інвестиційної діяльності

Незважаючи на те, що окремі форми інвестицій підприємства можуть генерувати на окремих етапах його розвитку більший прибуток, ніж операційна діяльність, головним стратегічним завданням підприємства є розвиток операційної діяльності й забезпечення умов зростання сформованого ним операційного прибутку. Інвестиційна діяльність підприємства покликана забезпечувати ріст формування його операційного прибутку в перспективному періоді по двох напрямках: а) шляхом забезпечення зростання операційних доходів за рахунок збільшення обсягу виробничо-збутової діяльності; б) шляхом забезпечення зниження питомих операційних витрат на основі своєчасної заміни фізично зношеного устаткування, відновлення морально застарілих виробничих основних фондів і нематеріальних активів тощо.

2. Форми й методи інвестиційної діяльності в набагато меншому ступені залежать від галузевих особливостей підприємства, ніж його операційна діяльність. Цей зв'язок опосередковується тільки об'єктами інвестування. Механізм же цієї діяльності практично ідентичний на підприємствах будь-якої галузевої спрямованості. Це визначається тим, що інвестиційна діяльність підприємства здійснюється переважно в тісному зв'язку з фінансовим ринком (ринком капіталу й ринком грошей). Галузева сегментація такого ринку практично відсутня, у той час як операційна діяльність підприємства здійснюється переважно в рамках конкретних галузевих сегментів товарного ринку й має чітко виражені галузеві особливості операційного циклу.

3. Обсяги інвестиційної діяльності підприємства характеризуються істотною нерівномірністю за окремими періодами. Циклічність її масштабів визначається рядом умов: необхідністю попереднього нагромадження фінансових коштів (інвестиційних ресурсів) для початку реалізації окремих великих інвестиційних проєктів; використанням сприятливих зовнішніх умов здійснення інвестиційної діяльності; поступовістю формування внутрішніх умов для істотних «інвестиційних ривків». Сформований підприємством потенціал позаобігових операційних активів має достатній «запас міцності», тобто має резерви підвищення його продуктивного використання до певних меж.

4. Інвестиційний прибуток підприємства, а також інші форми ефекту інвестицій у процесі його діяльності формується звичайно зі значним «лагом запізнювання». Між витратами інвестиційних ресурсів й одержанням інвестиційного прибутку звичайно проходить досить тривалий період часу, що визначає довгостроковий характер цих витрат.

5. Інвестиційна діяльність формує особливий самостійний вид грошових потоків підприємства, що істотно розрізняються в окремі періоди за своєю спрямованістю.

6. Інвестиційній діяльності підприємства властиві специфічні види ризиків, що поєднуються поняттям «інвестиційний ризик». Його рівень звичайно значно перевищує рівень операційного (комерційного) ризику. Це пов'язано з тим, що в процесі інвестиційної діяльності ризик втрати капіталу («катастрофічний ризик») має більшу ймовірність виникнення, ніж у процесі операційної діяльності. Механізм формування рівня інвестиційного прибутку будується в тісному зв'язку з рівнем інвестиційного ризику [30].

7. Найважливішим вимірником обсягу інвестиційної діяльності, що характеризує темпи економічного розвитку підприємства, виступає показник його чистих інвестицій, які являють собою суму валових інвестицій, зменшену на суму амортизаційних відрахувань у певному періоді. Комплекс питань, пов'язаних зі здійсненням інвестиційної діяльності підприємства, вимагає знань теорії й практики прийняття управлінських рішень щодо процесу інвестування. Цей комплекс питань є предметом нової галузі знань, що одержала назву «інвестиційний менеджмент» [16, с.97].

Питання підготовки й прийняття управлінських рішень, пов'язаних з інвестуванням капіталу на рівні підприємства (корпорації, фірми), розглядалися на первісному етапі як один з відокремлених напрямків фінансового менеджменту, що оформився в спеціалізовану галузь ще на рубежі XIX-XX століть. У системі фінансового менеджменту вони розглядалися як «довгострокові фінансові рішення», пов'язані з розвитком підприємства. У самостійну галузь знань інвестиційний менеджмент сформувався в 50-ті роки XX століття у зв'язку з інтенсивним розвитком досліджень у сфері портфельного інвестування.

З формуванням портфельної теорії пов'язано виникнення й самого терміну «інвестиційний менеджмент», під яким спочатку розумілася система управління фінансовими інвестиціями підприємства. Пізніше інвестиційний менеджмент включив до своєї системи й розгляд питань реального інвестування. У цей час інвестиційний менеджмент є однією з найбільших галузей знань, що динамічно розвиваються.

У нашій країні багато аспектів управління інвестиціями підприємства, що становлять основний об'єкт розглянутої функціональної системи управління, ще перебувають в стадії становлення, зіштовхуючись із недосконалістю нормативно-правової бази, недостатнім рівнем підготовки фахівців до роботи в складних економічних умовах. Подальше просування країни шляхом ринкових реформ дозволить повною мірою застосувати теоретичні результати, а також накопичений зарубіжний і вітчизняний досвід управління інвестиціями підприємства.

Управління інвестиційною діяльністю являє собою цілеспрямований вплив суб'єктів на процес вкладення капіталу з використанням сукупності принципів, методів і процедур розробки й реалізації управлінських рішень в області інвестування. Система управління інвестиційною діяльністю органічно входить до загальної системи управління підприємством, будучи однією з її основних функціональних підсистем, що забезпечують реалізацію переважно стратегічних рішень. Вона тісно пов'язана з такими основними функціональними підсистемами управління підприємства, як операційний менеджмент, фінансовий менеджмент, інноваційний менеджмент й ін. Головною метою управління інвестиційною діяльністю є забезпечення росту прибутковості підприємства в поточних і перспективному періодах на основі підвищення затребуваності його ресурсного потенціалу. У зв'язку із цим, здійснюючи інвестиційні вкладення, власники підприємства й інвестори прагнуть до досягнення системи цілей, представлених на рис. 1.2.

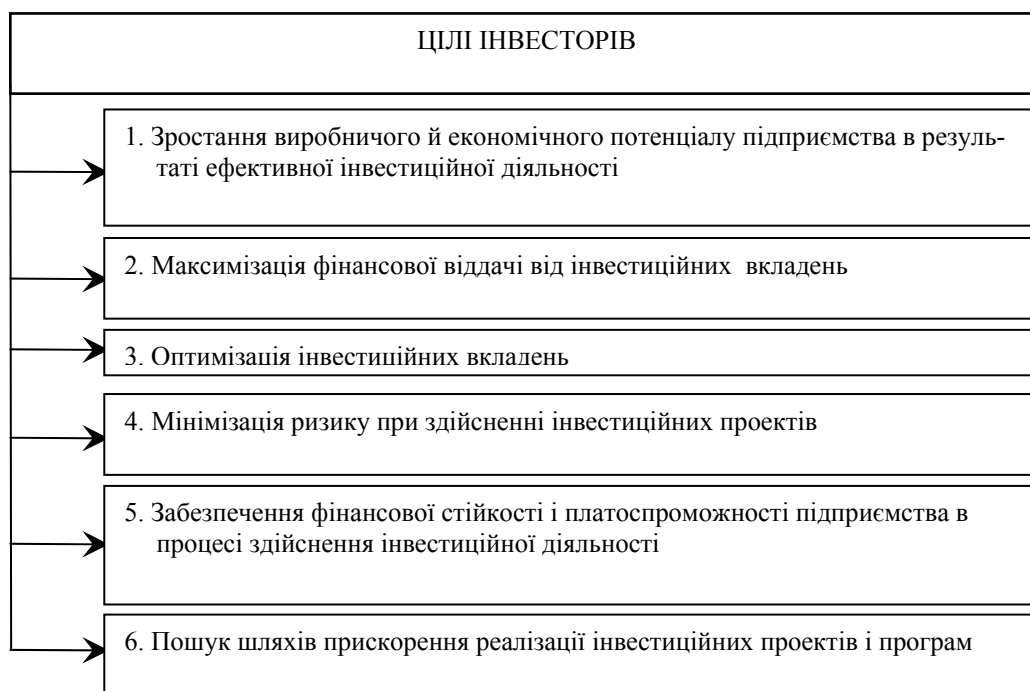


Рис. 1.2. Цілі інвесторів, що здійснюють інвестиційну діяльність

**Висновки.** Результати даного дослідження показали, що в процесі реалізації загальних і часних цілей управління інвестиційною діяльністю підприємство повинно бути спрямоване на вирішення наступних основних завдань:

1. Забезпечення достатньої інвестиційної підтримки високих темпів розвитку операційної діяльності підприємства. Це завдання реалізується шляхом визначення потреби в обсягах інвестування для вирішення стратегічних цілей розвитку операційної діяльності підприємства на окремих його етапах; забезпечення високих темпів розширеного відтворення позаобігових операційних активів; формування ефективної й збалансованої інвестиційної програми підприємства на майбутній період.

2. Забезпечення максимальної прибутковості (доходності) окремих реальних і фінансових інвестицій й інвестиційної діяльності підприємства в цілому передбачає зниження рівня інвестиційного ризику. Максимізація прибутковості інвестицій досягається за рахунок вибору підприємством найбільш ефективних (за показником чистого інвестиційного прибутку) інвестиційних проектів і фінансових інструментів інвестування. Вирішуючи це завдання, необхідно мати на увазі, що максимізація рівня прибутковості (чистого інвестиційного прибутку) досягається, як правило, при істотному зростанні рівня інвестиційних ризиків. Тому максимізація рівня прибутковості (доходності) інвестицій повинна забезпечуватися в межах припустимого інвестиційного ризику.

3. Забезпечення мінімізації інвестиційного ризику окремих реальних і фінансових інвестицій й інвестиційної діяльності підприємства в цілому. Мінімізація рівня інвестиційного ризику може бути забезпечена шляхом диверсифікованості інвестиційних проектів і фінансових інструментів інвестування; запобігання окремих видів інвестиційних ризиків й передачі їх партнерам з інвестиційної діяльності; ефективних форм їх внутрішнього й зовнішнього страхування.

4. Забезпечення оптимальної ліквідності інвестицій і можливостей швидкого реінвестування капіталу при зміні зовнішніх і внутрішніх умов здійснення інвестиційної діяльності. Найважливішою умовою забезпечення можливостей реінвестування капіталу виступає оптимізація рівня ліквідності сформованої підприємством інвестиційної програми (інвестиційного портфеля) у розрізі складових її інвестиційних проектів (фінансових інструментів інвестування). У цьому випадку мова йде про оптимізацію, тому що максимізація рівня ліквідності інвестиційної програми (портфеля), як правило, супроводжується зниженням ефективності інвестиційної діяльності, а його мінімізація призводить до зниження можливостей інвестиційного маневру й втрати платоспроможності при порушенні фінансової рівноваги підприємства в процесі інвестування.

5. Забезпечення формування достатнього обсягу інвестиційних ресурсів й їхньої оптимальної структури відповідно до прогнозованих обсягів інвестиційної діяльності. Це завдання вирішується шляхом збалансування обсягу залучених інвестиційних ресурсів у всіх формах (грошовій, товарній, нематеріальній) із прогнозованими обсягами інвестиційної діяльності підприємства в сфері реального й фінансового інвестування.

6. Забезпечення фінансової рівноваги підприємства в процесі здійснення інвестиційної діяльності. Така рівновага характеризується високим рівнем фінансової стійкості й платоспроможності підприємства на всіх етапах його розвитку. Вона є однією з найважливіших умов здійснення підприємством ефективної інвестиційної діяльності.

7. Пошук шляхів прискорення реалізації діючої інвестиційної програми підприємства. Намічені до реалізації інвестовані проекти, що входять до складу інвестиційної програми підприємства, повинні виконуватися якнайшвидше. Високі темпи реалізації кожного інвестиційного проекту сприяють прискоренню економічного розвитку підприємства в цілому. Швидка реалізація інвестиційних проектів, що входять до складу інвестиційної програми підприємства, сприяє зниженню рівня інвестиційних ризиків, генерованих зміною кон'юнктури інвестиційного ринку, погіршенням інвестиційного клімату в країні, інфляцією й іншими факторами.

**Подальші досліджень** можна бачити у вирішенні інших завданнях управління інвестиційною діяльністю, наприклад, таких як: підвищення якості фінансованих і спору-

джуваних будівель, споруджень, оптимальне розміщення створюваних підприємств, виробництв з метою скорочення транспортних й інших витрат у сфері збуту й реалізації намічуваної до виробництва продукції, підвищення рівня конкурентоспроможності підприємств і фірм, виробленої ними продукції й послуг. Це важливі завдання, однак, вони є субпідрядними стосовно вищевикладених основних завдань.

### Література

1. Економіка й організація інноваційної діяльності: Навч. посібник / І.І. Цигилик, С.О. Кропельницька, О.І. Мозіль, І.Г. Ткачук. – К.: Центр навчальної літератури, 2004. – 128 с.
2. Шумпетер Й. Теория экономического роста. – М.: Прогресс, 1982. – 346 с.
3. Самуэльсон П.Э. Экономика. В 2-х т. – М.: НПО „АЛГОН” ВНИИСИ „Машиностроение”, 1993. – Т. 1. – 333 с.; Т. 2. – 415 с.
4. Морозов Ю.П. Управление технологическими инновациями в условиях рыночных отношений: Монография. – Н. Новгород: Изд-во Нижегород. ун-та, 1995. – 328 с.
5. Коротаев А.С. Нововведения в промышленности США: разработка и внедрение. – М.: ИНИОН, 1981. – 214 с.
6. Кутейников А.А. Технологические нововведения в экономике США / АН СССР, Ин-т США и Канады. – М.: Наука, 1990. – 317 с.
7. Шабанова М.М. Организационно-экономические механизмы управления в системах предпринимательства. - СПб.: С.-Петербург. гос. ун-т экономики и финансов, 1998. – 320 с.
8. Решетова Т. Роль государственного управления в активизации инновационной и научно-технической деятельности // Экономика Украины.–1994 – № 10. – С. 31–37.
9. Хмыз О. Вопрос коллективного инвестирования // Мировая экономика и международные отношения. – 2004. – №9. – С. 40 – 47.
10. Фатхутдинов Р.А. Инновационный менеджмент: Учебник. - 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Питер, 2004. – 400 с.
11. Санто Б. Инновация как средство экономического развития: Пер.с венг.– М.: Прогресс, 1990.– 230с.
12. Роджерс Э. Коммуникации в организациях: Пер. с англ.; Под ред. Л.И. Евенко. – М.: Экономика, 1990. – 360 с.
13. Черваньов Д.М., Нейкова Л.І. Менеджмент інноваційно- інвестиційного розвитку підприємств України. – К.:Знання, 1999. – 514с.
14. Абрамов С. И. Инвестирование. – М.: Центр экономики и маркетинга, 2000. – 435 с.
15. Савицкая Г.В. Анализ хозяйственной деятельности: Учеб. пособие. – 3-е изд. – М.: Инфра-М, 2005. – 271 с.
16. Серов В.М. Инвестиционный менеджмент: Учеб. пособие. – М.: ИНФРА-М, 2000. – 290 с.
17. Лудченко Я.О. Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів: Навч. посібник. – К.: Ельга, Ніка-Центр, 2004. – 208 с.
18. Кантор Е.Л., Гинзбург А.И., Кантор В.Е. Основные фонды промышленных предприятий: Учеб. пособие. – СПб.: Питер, 2002. – 229 с.
19. Методи оцінки ефективності інвестицій та пріоритетні напрями їх реалізації. – К.: ВІРА – Р, 1999. – 320 с.
20. Закон України „Про інвестиційну діяльність” від 18 вересня 1991 р. №1560 // Відомості Верховної Ради України. – 1991. – № 47. – Ст. 646.
21. Антипов А.Н., Козаченко А.В., Дибнис Г.И. Инвестиционный процесс на промышленных предприятиях: состояние и перспективы: Монография. – Луганск: СУДУ, 1999. – 219 с.
22. Бирман Г., Шмидт С. Экономический анализ инвестиционных проектов: Пер. с англ.; Под ред. Л.П.Белых. – М.: Банки и биржи, ЮНИТИ, 1997.– 631 с.
23. Борщ Л.М. Інвестування: теорія і практика: Навч. посіб. - К.: Знання, 2005. – 470 с.
24. Гойко А.Ф. Методи оцінки ефективності інвестицій та пріоритетні напрями їх реалізації. – К.: ВІРА-Р, 1999. – 319 с.
25. Махмудов О.Г. Управління інвестиційними процесами в період виходу економіки з рецесії: Автореф. дисертації д-ра екон. наук: 08.02.03 / НАН України. Ін-т екон. прогнозування.– К., 2001. – 24 с.
26. Норткотт Дерил. Принятие инвестиционных решений: Пер. с англ. – М.: Банки и биржи, 1997. – 247 с.

27. Сергеев И.В. Экономика предприятия: Учеб. пособие для студ. экон. спец. вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 304 с.
28. Ковалев В.В. Методы оценки инвестиционных проектов. – М.: Финансы и статистика, 2001. – 144 с.
29. Бузько И.Р. Экономический риск (методы анализа, оценки и ограничения). – Донецк: ИЭП НАН Украины, 1996. – 331 с.
30. Бузько И.Р., Трунина И.М., Загирняк Д.М. Экономический риск и управление инновационной деятельностью предприятия. – К.: ИСМО, 1996. – 136 с.

УДК 658.011.1

**Єфремов О.С.**

### **МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ІННОВАЦІЙНОГО РОЗВИТКУ ЕКОНОМІЧНИХ СИСТЕМ**

У статті розглянуто методологічні основи забезпечення інноваційного розвитку підприємства. На основі аналізу сутності категорії „економічна система” розроблено принципову схему дослідження організаційно-економічного забезпечення інноваційного розвитку підприємства. Рис.1, дж.14.

**Постановка проблеми.** В основу розвитку економічних систем покладено процеси, які формують якісні і кількісні зміни в галузевому і регіональному виробництві, що в свою чергу визначають місто національної економіки у світовому господарстві. За думкою відомих авторів, “ігнорування цих питань обертається недостатньою міжнародною конкурентоспроможністю, слабкою організацією упровадження нових і прогресивних розробок, а також характерною відсутністю заходів подолання інерції і розбіжностей в керівництві” [1]. Економічне співробітництво підприємств та країн потребує не просто механічної участі в цьому процесі, а ще й дослідження досвіду інноваційного розвитку. Вагома роль у цьому дослідженні повинна належати вітчизняній науці. При цьому, аналіз існуючих механізмів, які забезпечують поширення наукової ідеї у прикладну розробку, і далі, у дослідницький зразок і масове виробництво, повинен відбуватися у тісній співпраці наукових установ та промисловості.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Теоретичні основи дослідження проблеми інноваційного розвитку економічних систем були закладені такими відомими вченими, як Й. Шумпетер, П. Друкер, К. Найт, Х. Берет, В. Томпсон, Б. Твіст, Б. Санто. Серед російських вчених слід зазначити Л.І. Абалкіна, А.І. Анчишкіна, Ю.М. Іванова, Д.С. Львова, Жица Г.І. та ін.

Серед вітчизняних авторів можна виділити Харківську та Донецьку школи інноваційного розвитку. Дослідженню соціально-економічних проблем інноваційного розвитку підприємств присвячено роботи В.М. Гриньової і О.В. Козирєви [2]. Аналіз та пошук стратегій розвитку підприємства в умовах кризи виконано в роботі В.С. Пономаренко, О.М. Тридід, М.О. Кизим [3]. Комплекс механізмів управління розвитком підприємства та принципи функціонування і розвитку підприємств розглянуто у праці Н.В. Афанасьєва, В.Д. Рогожина, В.І. Рудикі [4]. Питанням формування інноваційної та інновативно-інвестиційної моделі розвитку присвячені праці В.М. Геєця [5] і О.І.Амоши [6].

Зростання зацікавленості вітчизняних вчених і фахівців до питань інноваційного розвитку та формування нової парадигми інноваційного розвитку можна також простежити по працям В.П. Александрової, О.М. Алімова, Ю.М. Бажала, О.О. Лапко, В.П. Письмака, В.І. Сергієнко, В.І. Торкатюка, Р.Б. Тяна, В.С. Яцкова. та ін.

Що стосується дискусій щодо термінології інноваційної діяльності, то слід відзначити, що сьогодні як вітчизняна, так і зарубіжна наука звертає достатньо уваги на те-

рмінологію інноваційної діяльності, яка використовується у теоретичних і практичних аспектах. На наш погляд, не дивлячись на те, що часто одним і тим же поняттям визначаються категорії, які мають суттєві відмінності по характеру виконуваних робіт, самі по собі, термінологічні відмінності не можуть завадити здійсненню інноваційних процесів. Однак, у випадку визначення пріоритетних напрямків інноваційного розвитку і розподілення обсягу фінансування і обсягу матеріально-технічних ресурсів ці відмінності можуть відіграти суттєве значення та в деякій мірі загальмувати розвиток економіки.

Впродовж багатьох років у вітчизняній науці стосовно розвитку суспільного виробництва використовувались терміни "науково-технічний прогрес", "нова техніка", "цикл дослідження виробництва". Перші спроби звернути увагу до проблеми нововведенень були здійснені ще за радянських часів. Світова практика вже не один десяток років використовує відомі сьогодні поняття "innovation", що перекладається як "інновація" або "нововведення".

У той же час, теорію, яка достатньо обґрунтовано визначала б причини здійснення інновацій, динаміку інноваційної діяльності, визначала б можливі напрями розвитку підприємства, галузі, регіону, держави і, по можливості, передбачала результати, світова наука ще поки не розробила. Питання здійснення інноваційної діяльності, її необхідності і доцільності, темпів і масштабів, проблеми впливу наявного інноваційного потенціалу підприємства на розвиток галузі, регіону чи всієї економіки в цілому, не можна вирішити, не давши чітких визначень, кожного з названих понять і, перш за все, поняття "економічна система". Економічна система є достатньо загальним та цілісним об'єктом дослідження, який може включати окреме підприємство, галузеві структури (сукупність підприємств за єдиною технологічною ознакою), ринкові структури (сукупність відносин між виробниками-конкурентами та споживачами), регіональні структури (сукупність територіально-виробничих або територіальних відносин між виробниками); корпоративні структури (сукупність виробників інституціонально підпорядкованих єдиному центру контролю). Всі ці об'єкти представляють собою різного роду економічні системи, що функціонують в цілях досягнення певних соціально-економічних результатів.

**Мета статті** полягає у статті формуванні концепції дослідження організаційно-економічного забезпечення інноваційного розвитку підприємства.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Почнемо розгляд зазначеної проблематики з аналізу базових категорій „система” та „економічна система”. Традиційно термін „система” визначається як „множина взаємодіючих елементів, які знаходяться у відносинах і зв'язках один з одним та формують цілісне утворення” [7]. У зв'язку з таким визначенням поняття „система” логічно можна сформулювати поняття „економічна система”, як множину взаємодіючих елементів, організованих і взаємопов'язаних деяким чином для здійснення економічної діяльності. Або, як визначено у тому ж джерелі: „... сукупність продуктивних сил і виробничих відносин. Це складна динамічна система, що охоплює процеси виробництва, обміну, розподілу і споживання матеріальних благ..., має багатоступінчасту ієрархічну структуру, причому окремі ланки (рівні ієрархії) є також складними і динамічними системами, що мають певну самостійність і деякі можливості до саморегулювання” [7].

У зарубіжній економічній науці поняття економічна система постає дещо іншим чином. Наприклад, як "сукупність взаємопов'язаних правових і соціальних інститутів, в рамках яких з метою досягнення економічної рівноваги, використовуються певні прийоми і дії, які обираються стосовно причин господарської діяльності" [8]. У цьому випадку ми бачимо, по-перше інституціалізацію цієї категорії рамками правових і соціальних інститутів, по-друге, встановлення цільового характеру поняття "економічна система" через стан економічної рівноваги, і, по-третє, введення можливості ситуаційного управління економічною системою за допомогою деяких "приймів і дій" за різних умов господарської діяльності.

Аналіз поняття „економічна система” дозволяє сформулювати напрямки подальшого дослідження за обраною проблематикою:

дослідження об’єктного поля, тобто визначення об’єктів які можуть бути елементами економічної системи та беруть участь у її розвитку;

дослідження взаємозв’язків між об’єктами економічної системи;

дослідження інноваційного потенціалу об’єктів економічної системи, тобто можливостей переходу із стану відносної стійкості до стану розвитку;

дослідження цільового поля, тобто визначення умов та факторів формування цілей функціонування та розвитку об’єктів;

дослідження механізмів управління інноваційним розвитком об’єктів;

дослідження інституціональних умов інноваційного розвитку об’єктів.

Кожний із зазначених напрямків є темою окремих публікацій. В цій статті наведено загальне бачення запланованого дослідження методологічних основ інноваційного розвитку економічних систем. Вказані напрямки дослідження являють загальне бачення єдиної і цілісної концепції організаційно-економічного забезпечення інноваційного розвитку підприємства, як одного із первинних об’єктів будь-якої економічної системи. На рис.1. наведено схему зазначеного дослідження.

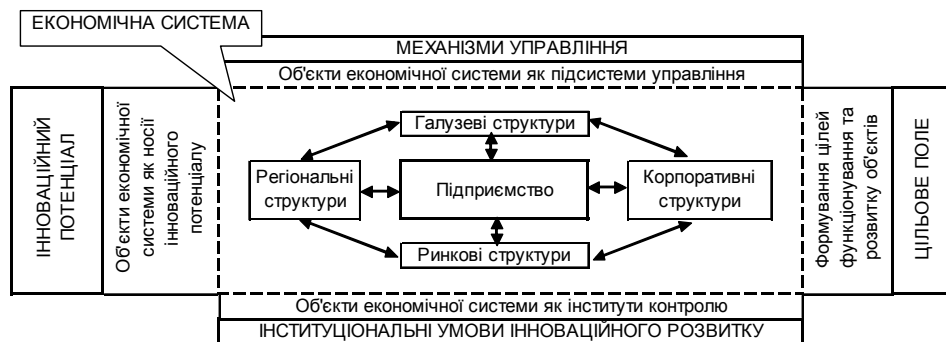


Рис.1. Принципова схема дослідження організаційно-економічного забезпечення інноваційного розвитку підприємства

Інноваційний потенціал будь-якого підприємства або будь-якої складнішої системи представляє сукупний результат діяльності різних економічних систем з переважною реалізацією результатів на макроекономічному рівні. У той же час, інноваційний потенціал економічної системи не є арифметичною сумою інноваційних потенціалів складових її елементів і підсистем. Він швидше припускає їх синергію, тобто синергетичний ефект, який виявляється при використанні всієї сукупності потенціалів окремих підсистем та елементів і відповідно обумовлений наявністю двох наступних моментів:

формування інноваційного потенціалу здійснюється сумісними діями підприємств, що часто мають одну або різну галузеву, корпоративну чи ринкову приналежність. Ця обставина обумовлює доцільність дослідження проблем інноваційного потенціалу на міжгалузевому, міжрегіональному або іншому міжсистемному рівні;

економічний результат від інноваційної діяльності може бути одержаний тим або іншим господарюючим суб’єктом тільки за умови визнання його контрагентами і партнерами (споживачами) доцільності цієї діяльності. Це означає, що ефективність використання інноваційного потенціалу виявляється зовні границь окремого підприємства і, отже також потребує міжсистемного дослідження.

У зв’язку з цим логічно припустити, що при дослідженні інноваційної діяльності доцільно розглядати не окреме підприємство, або об’єднання підприємств будь-якої величини, а можливості підвищення їх конкурентоспроможності (економічної результати-

вності), в рамках макроекономічної системи: галузі, корпорації, країни або регіону. Тому справжнє дослідження орієнтовано не на конкретну галузь або іншу однорідну групу господарюючих суб'єктів, а на системний розгляд комплексу питань, що визначають формування і подальше ефективне використання інноваційного потенціалу стосовно всіх можливих учасників інноваційного процесу.

Сучасні питання інноваційного розвитку складних організаційно-економічних структур пов'язані з проблемами науково-технічного прогресу. Тому, необхідно дати чіткі визначення різних параметрів, що описують інноваційну діяльність її вплив на розвиток такої складної макросистеми, якою, наприклад, є промисловість. Слід також зрозуміти сутність і взаємодію виробничої, інноваційної і інших підсистем макроекономічної системи національного господарства.

До недавнього часу вітчизняна теорія економічного розвитку традиційно опиралася на відомі положення теорії марксизму, що визначають вирішальну роль виробництва, причому виробництва матеріального. Постулювавши окремі положення цієї теорії і зводячи її в абсолют, радянські економісти, доводили, що в умовах соціалістичної системи господарства відсутні всякі обмеження економічного розвитку, у тому числі і науково-технічного. При цьому, в основу теорії розвитку соціалістичного господарства було поставлено положення К. Маркса, що відзначив в четвертому томі "Капіталу", що "виробництво заради виробництва є не що інше, як розвиток продуктивних сил людства, тобто багатства людської природи як самоціль" [9]. Дана теза логічно витікає з філософської доктрини марксизму, сформульованої Ф. Енгельсом в "Діалектиці природи" і визначаючої роль праці в становленні *homo sapiens* [10]. Віддавши пріоритет засобам досягнення мети, а не самій цілі, теорія марксизму не тільки „обікрала” саме себе, але і створила передумови для створення організаційно-економічної системи стагнаційного типу. Згідно висловленої тези людина трудиться, щоб зберегти себе як людину розумну, а не для того, щоб задовольнити якісь свої потреби, у тому числі і творчі. Якщо ми ставимо вище пріоритет людської праці в порівнянні з людськими потребами, то також можна затверджувати необхідність примату виробництва порівняно з невиробничою сферою і зокрема з кінцевим споживанням. Проте, абсолютно очевидно, що саме масштаби кінцевого споживання, за інших рівних умов (тотальний товарний дефіцит в умовах радянської економічної системи був обумовлений штучною заборонаю розвитку певної групи виробничих потужностей), визначають необхідність і масштаби розвитку макроекономічної системи.

Динаміка потреб визначає необхідність розвитку, а праця є засобом задоволення цих потреб. Г.В. Плеханов стверджував, що "інтерес і потреба це великі, єдині вчителі людського роду... Без потреб людина не мала б стимулу до дії" [11]. Ф. Енгельс також підкреслив, що у сфері економічних відносин поведінка людини завжди орієнтована на задоволення потреб, незалежно від форми їх проявів [10]. До аналогічних висновків прийшов А. Маршалл: "...у міру прогресу цивілізації у людини з'являлися нові потреби, і він створював нові і більш дорогі способи їх задоволення... Немає ніяких підстав вважати, ніби ми скільки-небудь близькі до стабільного стану, коли не з'являтимуться нові важливі види належних задоволенню потреб, коли не буде більше областей вигідного додатку зусиль в теперішньому часі для забезпечення задоволення майбутніх потреб і коли накопичення багатства перестане приносити яку-небудь винагороду" [12].

Таким чином, важливим чинником, що визначає необхідність розвитку взагалі і інноваційного розвитку зокрема, є можливість задоволення існуючих потреб людини. Розглядаючи економічний розвиток СРСР, а потім України як незалежної держави, не можна не помітити перевагу пріоритетів на користь задоволення потреб окремих груп, які часто ототожнювалися з потребами країни в цілому, що викликало відомі диспропорції у розвитку макроекономічної системи країни. В основі цих дисбалансів лежать знову ж таки відомі положення теорії марксизму про технологію управління господарством,

заснованої на виділенні пріоритетних елементів. В радянський період розвитку головний упор був зроблений на наступних моментах даного положення:

крупна промисловість (реалізований у формі концентрації національних підприємств і організацій, що входять в макросистему національного господарства);

розкладання на елементи (реалізований у формі поглибленої спеціалізації виробництва підприємств і організацій);

безвідносно до потреб людини (реалізований у формі пріоритетного розвитку виробництва, що проводять продукцію проміжного споживання);

планомірні (динаміка промислової макросистеми здійснювалася під істотною дією рішень, прийнятих наперед і що визначили пріоритетні напрями розвитку її окремих елементів).

Результатом реалізації таких положень став розвиток вітчизняного промислового виробництва у формі урбанізованої системи з занадто розвиненими окремими елементами. При цьому були порушені відповідність економічних інтересів розвитку потребам його основних учасників. В результаті основні пропорції між суб'єктами економічної діяльності підтримувалися штучно. Слідством такого підходу стало виникнення негативних моментів розвитку промисловості, оскільки була порушена умова адекватності економічних інтересів учасників економічної діяльності і ступеня задоволення їх потреб. Тим часом, як відзначено в першому томі "Капіталу", "ніж повніше пануючі економічні інтереси відповідають абсолютним економічним потребам і їх задоволенню, тим швидше удосконалюється процес праці, і навпаки, чим більше розрив, суперечність між ними, тим менше спонукальних інтересів до більш продуктивної праці, тим повільніше розвиток продуктивних сил" [13].

Якісний і кількісний потенціал, що використовується промисловим виробництвом орієнтований на їх минулі якісні і кількісні параметри і не може задовольнити повністю всі існуючі на даний момент часу потреби людей, суспільства і господарюючих суб'єктів. Отже, для забезпечення задоволення потреб, що постійно збільшуються, необхідний засіб, який, принаймні, мав би таку ж велику нагоду до зростання. Таким засобом є науково-технічний прогрес, який реалізується у формі інноваційної діяльності.

Як відзначали учені-економісти ще в минулому столітті: "...знання це наш самий могутній двигун виробництва. Воно дозволяє нам підпорядковувати собі природу і примушувати її сили задовольняти наші потреби..." [12].

Інноваційні процеси істотним чином зумовлюють масштаби, інтенсивність і характер розвитку будь-якої економічної системи. Для свого розвитку будь-яка економічна система повинна використовувати науково-технічні досягнення або знання, тобто здійснювати інноваційну діяльність. Питання полягає лише в тому, при яких масштабах введення науково-технічних досягнень в активне практичне використання промислового підприємства здійснюватиметься, якщо не найбільш ефективно, то хоча б найбільш раціонально або, кажучи іншими словами, за яких умов інноваційна діяльність задовольнятиме інтереси і потреби всіх своїх учасників і агентів. При цьому слід постійно пам'ятати про необхідність обліку двох наступних основних моментів: по-перше, необхідність повного використання матеріально-технічного забезпечення, що є у розпорядженні підприємства; по-друге, взаємозалежність окремих елементів системи така, що приводить до безумовної зміни всіх складових системи при зміні одного з елементів [14]. Неможливість повного використання всіх наявних виробничих можливостей позбавляє промислову систему значної частки засобів, що знижує можливості її науково-технічного розвитку.

**Висновки.** В статті визначено основні напрямки дослідження методологічних основ забезпечення інноваційного розвитку підприємства. Побудовано принципову схему дослідження організаційно-економічного забезпечення інноваційного розвитку підприємства. Проведений аналіз дозволив виявити недоліки традиційної парадигми іннова-

ційного розвитку та означити контури концепції інноваційного розвитку підприємств за ринкових умов.

### Література

1. Энджел Дж. Ф., Блэкуэлл Р.Д., Минард П.У. Поведение потребителей. – СПб: Питер Ком, 1999. – 768 с.
2. Гриньова В.М., Козирева О.В. Соціально-економічні проблеми інноваційного розвитку підприємств: Монографія. – Х: ВД «ІНЖЕК», 2006. – 192 с.
3. Пономаренко В.С., Тридід О.М., Кизим М.О. Стратегія розвитку підприємства в умовах кризи: Монографія. – Х.: ІНЖЕК, 2003. – 328 с.
4. Афанасьев Н.В., Рогожин В.Д., Рудыка В.И. Управление развитием предприятия: Монография. – Х.: ИНЖЕК, 2003. – 184 с.
5. Геєць В.М. Економічні передумови стабільного соціального розвитку в середньостроковій перспективі // Економіка і прогнозування. – 2002. – № 2. – С. 9.
6. Амоша О.І. та ін. Механізм переходу економіки на інноваційну модель розвитку. – Донецьк: НАНУ, ІЕП, 2002. – 108 с.
7. Большой экономический словарь. – М.: Институт новой экономики, 1998. – 864 с.
8. Бернар И., Колли Ж.-К. Толковый экономический и финансовый словарь. – М.: Международные отношения, 1997. – 760 с.
9. Маркс К. Капитал. Т.4 // Маркс К., Энгельс Ф. Соч. изд. 2-е. Т. 26, ч. 2. – С.3-695.
10. Энгельс Ф. Диалектика природы // Маркс К., Энгельс Ф. Соч. изд. 2-е. Т. 20. – С. 343-628.
11. Плеханов Г.В. Избранные философские произведения. Т.2 – М.: Госполитиздат, 1956. – 824 с.
12. Маршалл А. Принципы экономической науки. Т. 1. – М.: Прогресс-Универс. – 1993. – 416 с.
13. Анчишкин А.И. Наука-техника-экономика. М: Экономика, 1986. 384 с.
14. Анчишкин А. И. Новое качество экономического роста // Вопросы экономики. – 1986. – № 9. – С. 3.

**ВІСНИК**  
Східноукраїнського національного університету імені  
Володимира Даля

№ 3(109)

науковий журнал

Відповідальний секретар випуску  
Літературний редактор:  
Технічний редактор  
Коректор  
Розробка оригінал-макету

*Осенін Ю.І.*  
*Андропова З.І.*  
*Дроговоз Т.М.*  
*Єрмоменко О.В.*  
*Могильна О.В.*

Підписано до друку 07.05.2007.  
Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Папір типограф. Гарнітура Arial Cyr.  
Друк офсетний. Умов. друк. арк. 20,1. Обл.-вид.арк. 21,5.  
Тираж 300 прим. Вид. № 2080. Замов. № . Ціна договірна.

Видавництво  
Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля  
Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1620 від 18.12.2003  
Адреса видавництва: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а  
Телефон: 8 (0642) 41-34-12. Факс: 8 (0642) 41-31-60  
E-mail: uni@snu.edu.ua. <http://snu.edu.ua>



